

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Návrh modernizace hnacího agregátu úzkorozchodné motorové
lokomotivy

Design of Power Set Modernization for Narrow-gauge Diesel Locomotive

Student:
Vedoucí bakalářské práce:

Bc. Jakub Sýkora
Ing. Jaromír Široký, Ph.D.

Ostrava 2011

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci využít (§35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SÝKORA, J. Návrh modernizace hnacího agregátu úzkorozchodné motorové lokomotivy. Ostrava: Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 68 s. Diplomová práce, vedoucí Šíroký, J.

Diplomová práce se zabývá analýzou původního stavu úzkorozchodné lokomotivy před modernizací, výpočtem základních charakteristik a možnostmi modernizace hnacího ústrojí na základě současných technických a technologických poznatků. Na základě zhodnocení všech hledisek, zejména technického zabezpečení pozdějšího provozu a údržby, ekonomiky a dalších je zde popsán zvolený způsob modernizace, jeho technické řešení, výpočty převodů, výkresy a další. V závěru je provedeno technické a ekonomické zhodnocení návrhu.

ANNOTATION OF THESIS

SÝKORA, J. Design of Power Set Modernization for Narrow-gauge Diesel Locomotive. Ostrava: Institut of Transport, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical university of Ostrava, 2011, 68 p. Thesis, head Šíroký, J.

This thesis analyzes the original state before the narrow-gauge locomotive modernization, the calculation of basic characteristics and possibilities of upgrading the traction based on current technical and technological knowledge. Based on the evaluation of all aspects, especially technical support subsequent operation and maintenance, economics and others described herein chosen method of upgrading its technical solution, transfer calculations, drawings and more. In conclusion there is a technical and economic evaluation of the proposal.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu této diplomové práce Ing. Jaromíru Šírokému, Ph.D. za odborné vedení a pomoc nejen při vedení této práce, ale i v průběhu celého studia.

Poděkování patří také kolektivu Ústavu dopravní techniky.

Mé velké poděkování patří rovněž celé mé rodině za podporu, kterou mi projevovala po celou dobu studia a zejména přítelkyni a dceři za pochopení při tvorbě této práce.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení	8
Seznam použitých veličin	9
Úvod	13
1. Analýza provozních charakteristik hnacího vozidla se stávajícím hnacím agregátem	16
1.1 Popis lokomotivy	16
1.2 Provozní charakteristiky	17
1.2.1 Trakční charakteristika	17
1.2.2 Korefův zátěžový nomogram	22
2. Návrh řešení záměny hnacího agregátu včetně přenosu výkonu	27
2.1 Záměna spalovacího motoru s ponecháním původního elektrického přenosu GEBUS ..	29
2.2 Záměna hnacího agregátu za nový v kombinaci spalovací motor – generátor s elektronickou regulací se zachováním současných stejnosměrných sériových elektromotorů	34
2.3 Záměna hnacího agregátu za nový s výměnou stávajících trakčních elektromotorů za nové, tj. stejnosměrné sériové, stejnosměrné cize buzené, střídavé asynchronní, nebo střídavé synchronní	34
2.4 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrostatický	35
2.5 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrodynamický	35
2.6 Záměna stávajícího elektrického přenosu za mechanický	35
2.7 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydromechanický	35
2.8 Návrh řešení	36
3. Stanovení provozní charakteristiky hnacího vozidla pro návrhu modernizace hnacího agregátu	38
4. Návrh konstrukce hlavních konstrukčních celků agregátu včetně zástavby do rámu vozidla	39
4.1 Návrh řemenic pro převod spalovací motor – generátor	39
4.1.1 Výpočty	39
4.1.2 Tvarový návrh	43
4.2 Návrh řemenic pro převod spalovací motor – kompresor	49
4.2.1 Výpočty	49
4.2.2 Tvarový návrh	53
4.3 Návrh rámu „power packu“	60

4.3.1 Návrh půdorysu.....	60
4.3.2 Kontrola těžiště „power packu“	61
5. Provozně technické zhodnocení návrhu	64
5.1 Provozní hodnocení	64
5.2 Ekonomické hodnocení	64
Seznam použité literatury	66
Přílohy	68

Seznam použitého značení

3DSK	Kompresor ORLIK 3 DSK 75
AC	Střídavý proud
Bo	Uspořádání s dvěma hnacími nápravami umístěnými pevně v rámu s individuálním pohonem
BP	Brzdič přímočinné brzdy Dako BP
BS2	Brzdič samočinné brzdy Dako BS2
BSE	Brzdič samočinné brzdy Dako BSE
ČŽŽ	Čiernohronská železnica, n.o.
DC	Stejnoseměrný proud
EDB	Elektrodynamická brzda
FPT	Fiat Powertrain Technologies S.p.A.
G	Generátor
HLÚŽ	Historická lesná úvratňová železnica
IGBT	Bipolární tranzistor s izolovaným hradlem
LD	Lokomotivní depo
MÁV	Maďarské dráhy
PLŽ	Povážská lesná železnica
SM	Spalovací motor
SPB	Úzký řemen (dříve 16x13)
TREŽ	Trenčianské elektrické železnice
T _{G1}	Těžiště první části generátoru
T _{G2}	Těžiště druhé části generátoru
T _K	Těžiště kompresoru
T _R	Těžiště rámu
T _{RG}	Těžiště řemenice generátoru
T _{RK}	Těžiště řemenice kompresoru
T _{RSM1}	Těžiště řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – generátor
T _{RSM2}	Těžiště řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – kompresor
T _{SM1}	Těžiště první části spalovacího motoru
T _{SM2}	Těžiště druhé části spalovacího motoru
T _{SPP}	Skutečné těžiště „power packu“
T _{TPP}	Teoretické požadované těžiště „power packu“

Seznam použitých veličin

A	Osová vzdálenost [mm]
A_{min}	Minimální osová vzdálenost [mm]
A_{max}	Maximální osová vzdálenost [mm]
A_{sk}	Skutečná osová vzdálenost [mm]
D_p	Průměr velké řemenice [mm]
F	Tažná síla [kN]
F_u	Obvodová síla [N]
F_u	Pracovní předpětí řemenů [N]
F_{Amax}	Tažná síla na mezi adheze [kN]
F_{Pmax}	Tažná síla při maximálním výkonu [kN]
F_{sp}	Tažná síla na spřáhle [kN]
G_A	Adhezní tíha lokomotivy [kN]
G_C	Celková tíha „power packu“ [N]
G_D	Tíha tažených vozidel [kN]
G_i	Tíha i-tého prvku [N]
G_L	Tíha lokomotivy [kN]
L_p'	Teoretická výpočtová délka řemene [mm]
M_A	Adhezní hmotnost lokomotivy [t]
M_K	Krouticí moment [Nm]
M_L	Hmotnost lokomotivy [t]
O_D	Vozidlový odpor tažených vozidel [kN]
O_L	Vozidlový odpor lokomotivy [kN]
O_T	Odpor trati [kN]
P	Výkon [kW]
P_{max}	Maximální trakční výkon [kW]
P_r	Výkon přenášený jedním řemenem [kW]
R_A	Reakce v bodě A [N]
R_P	Reakce pružiny v bodě P [N]
V	Rychlost [km.h ⁻¹]
V_{max}	Maximální povolená rychlost [km.h ⁻¹]
c_I	Součinitel úhlu opásání [-]

c_2	Součinitel provozního zatížení [-]
c_3	Součinitel délky klínového řemene [-]
c_4	Součinitel počtu řemenů [-]
d_p	Průměr malé řemenice [mm]
f	Ohybová frekvence [s^{-1}]
f_k	Součinitel tření v klínové drážce [-]
f_0	Součinitel tření mezi pryžovým řemenem a ocelovou řemenicí [-]
f_v	Součinitel vláknového tření [-]
g	Tíhové zrychlení [$m.s^{-2}$]
i	Převodový poměr [-]
i_{sk}	Skutečný převodový poměr [-]
k	Bezpečnost proti prokluzu [-]
m_{G1}	Hmotnost první části generátoru [kg]
m_{G2}	Hmotnost druhé části generátoru [kg]
m_K	Hmotnost kompresoru [kg]
m_R	Hmotnost rámu [kg]
m_{SM1}	Hmotnost první části spalovacího motoru [kg]
m_{SM2}	Hmotnost druhé části spalovacího motoru [kg]
$m_{\check{R}G}$	Hmotnost řemenice generátoru [kg]
$m_{\check{R}K}$	Hmotnost řemenice kompresoru [kg]
$m_{\check{R}SM1}$	Hmotnost řemenice spalovacího motoru určená pro převod spalovací motor - generátor [kg]
$m_{\check{R}SM2}$	Hmotnost řemenice spalovacího motoru určená pro převod spalovací motor - kompresor [kg]
n_d	Otáčky malé řemenice [min^{-1}]
n_D	Otáčky velké řemenice [min^{-1}]
o_D	Součinitel vozidlového odporu tažených vozidel [-]
o_L	Součinitel vozidlového odporu lokomotivy [-]
p	Pomocný koeficient [mm]
q	Pomocný koeficient [mm^2]
s	Sklon trati [‰]
v	Obvodová rychlost [$m.s^{-1}$]
v_{sk}	Skutečná obvodová rychlost [$m.s^{-1}$]

x	Mez seřízení osově vzdálenosti řemenic ve směru od sebe, tj. napínání [mm]
x_i	Vzdálenost i-tého prvku od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_T	Vzdálenost těžiště od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TG1}	Vzdálenost těžiště první části generátoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TG2}	Vzdálenost těžiště druhé části generátoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TK}	Vzdálenost těžiště kompresoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TR}	Vzdálenost těžiště rámu od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TSM1}	Vzdálenost těžiště první části spalovacího motoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TSM2}	Vzdálenost těžiště druhé části spalovacího motoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TKG}	Vzdálenost těžiště řemenice generátoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TKK}	Vzdálenost těžiště řemenice kompresoru od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TKSM1}	Vzdálenost těžiště řemenice spalovacího motoru určené pro převod spalovací motor – generátor od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
x_{TKSM2}	Vzdálenost těžiště řemenice spalovacího motoru určené pro převod spalovací motor – kompresor od počátku souřadnicového systému na ose x [mm]
y	Mez seřízení osově vzdálenosti řemenic ve směru k sobě, tj. povolování [mm]
y_1	Hodnota průběhu funkce $F_{sp} - G_{D.O_D}$ [kN]
y_2	Hodnota průběhu funkce $(G_L + G_{D.O_T})$ [kN]
y_i	Vzdálenost i-tého prvku od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_T	Vzdálenost těžiště od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TG1}	Vzdálenost těžiště první části generátoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TG2}	Vzdálenost těžiště druhé části generátoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TK}	Vzdálenost těžiště kompresoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TR}	Vzdálenost těžiště rámu od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TSM1}	Vzdálenost těžiště první části spalovacího motoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]

y_{TSM2}	Vzdálenost těžiště druhé části spalovacího motoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TRG}	Vzdálenost těžiště řemenice generátoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TRK}	Vzdálenost těžiště řemenice kompresoru od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TRSM1}	Vzdálenost těžiště řemenice spalovacího motoru určené pro převod spalovací motor – generátor od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
y_{TRSM2}	Vzdálenost těžiště řemenice spalovacího motoru určené pro převod spalovací motor – kompresor od počátku souřadnicového systému na ose y [mm]
z	Počet klínových řemenů [-]
β_d	Úhel opásání malé řemenice [°]
β_D	Úhel opásání velké řemenice [°]
γ	Doplňkový úhel [°]
μ	Součinitel adhezního tření [-]

Úvod

Provoz na úzkorozchodných železnicích je velmi specifický a od provozu na „normálním“ rozchodu 1435 mm se neliší pouze rozchodem. Dodnes se v našem nejbližším okolí rozvinuly nejvíce rozchody 600, 750, 760 a 1000 mm. Rozchod 600 mm se používá zejména pro důlní, lomové, stavební a řepné dráhy. Rozchod 750 mm je používán v Německu, Polsku, Rusku a zemích bývalého Sovětského svazu jak na lesních dráhách, tak na hlavních úzkorozchodných tratích. Rozchod 760 mm („bosenský“) je typickým pro úzkorozchodné lesní a regionální dráhy v bývalém Československu (byť i zde byla výjimka v podobě tratě Frýdlant v Čechách – Heřmanice) a ostatních nástupnických zemích bývalého Rakouska – Uherska. Rozchod 1000 mm se dodnes zachoval v České republice pouze na tramvajové trati z Liberce do Jablonce nad Nisou a na Slovensku na tratích Tatranských elektrických železnic, Ozubnicové železnice, Trenčanské elektrické železnice a jako rozchod bratislavských tramvají. Rozchod 1000 mm je také často využíván pro pozemní lanovky.

V této diplomové práci se budu zabývat rekonstrukcí lokomotivy TU24.001, která je přezdívaná „Lego“. Lokomotiva byla původně vyrobena jako lokomotiva Ferrovia G40 (GEBUS Radotín) v roce 1943 pod výrobním číslem 499. Z výroby byla upravena k provozu na dřevoplyn, jehož vyvíječ byl umístěn na čele. Dodána byla na lesní železnici v Žarnovici, odkud posléze putovala na PLŽ. Zde byl v průběhu provozu dosazen místo původního motoru motor Tatra T114 a na lokomotivu byl dosazen kompresor, aby bylo možno připojit traťové mechanismy.



Obr. 1: Lokomotiva Ferrovia G 40 po dosazení motoru Tatra T114 a kompresoru. [23]

Po působení na PLŽ byla lokomotiva předána na HLÚŽ, kde se po chvíli provozu dočkala v roce 1988 rekonstrukce v LD Brno. Bohužel ještě v témže roce došlo 26.6. 1988 na Výchylovce k požáru dřevěného depa, kde kromě poškození této lokomotivy došlo ještě k neopravitelnému poškození motorové lokomotivy Rába M42.032, vážnému poškození parních lokomotiv Krauss Maffei 15791/1940 a MÁV 4281/1916 (U45.9), zničení drezíny z motocyklu Jawa a došlo také ke zničení přípojného vozu Teplické elektrické železnice ev. č. 53, jenž byl zrekonstruován jen chvíli před požárem. Lokomotivu U45.903, zapůjčenou z PLŽ, se naštěstí povedlo včas vytáhnout.



Obr. 2: Lokomotiva Ferrovia G40 po rekonstrukci v LD Brno s přípojným vozem ev. č. 53 Teplické elektrické železnice, který je rovněž po rekonstrukci. [25]



Obr. 3: Lokomotiva Ferrovia G40 ve stavu po požáru depa na Výchylovce. [24]

Po této nešťastné události čekala Ferrovia G40 na opravu až do roku 1993, kdy byla znovu převezena do LD Brno a byla na ní vykonána další rekonstrukce, při které došlo i ke kompletní přestavbě lokomotivní skříně a dosazení EDB. Díky této rekonstrukci dostala lokomotiva přezdívku „Lego“ a do roku 1998 byla provozována na HLÚŽ. V tomto roce došlo k přesunu „Lega“ na ČHŽ, odkud bylo v roce 2000 zapůjčeno na výpomoc při generální opravě TREŽ. Od té doby do roku 2004 zůstalo v provozu na ČHŽ, kdy bylo kvůli závadě dlouhodobě odstaveno.

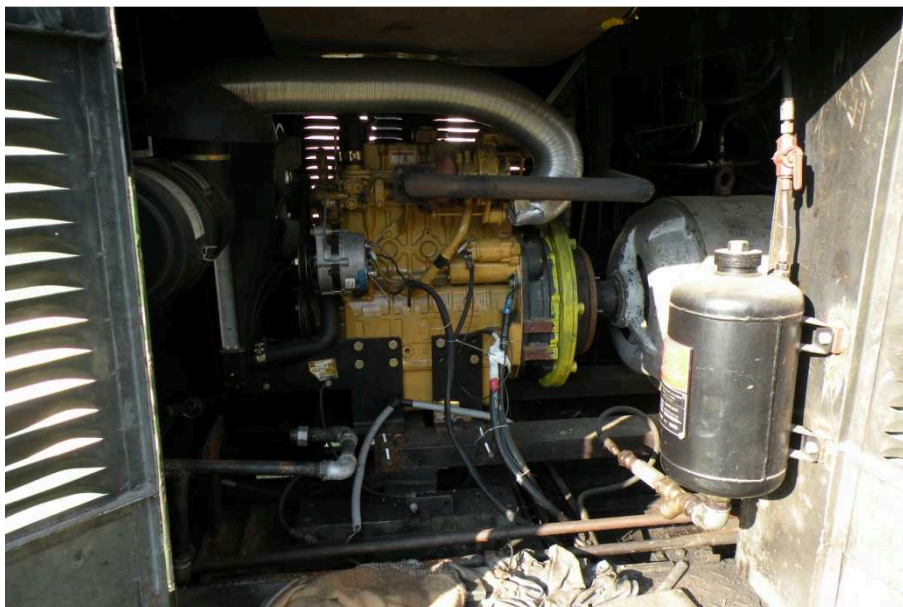


Obr. 4: Lokomotiva TU24.001 „Lego“ odstavená ve stanici Čierny Balog.

1. Analýza provozních charakteristik hnacího vozidla se stávajícím hnacím agregátem

1.1 Popis lokomotivy

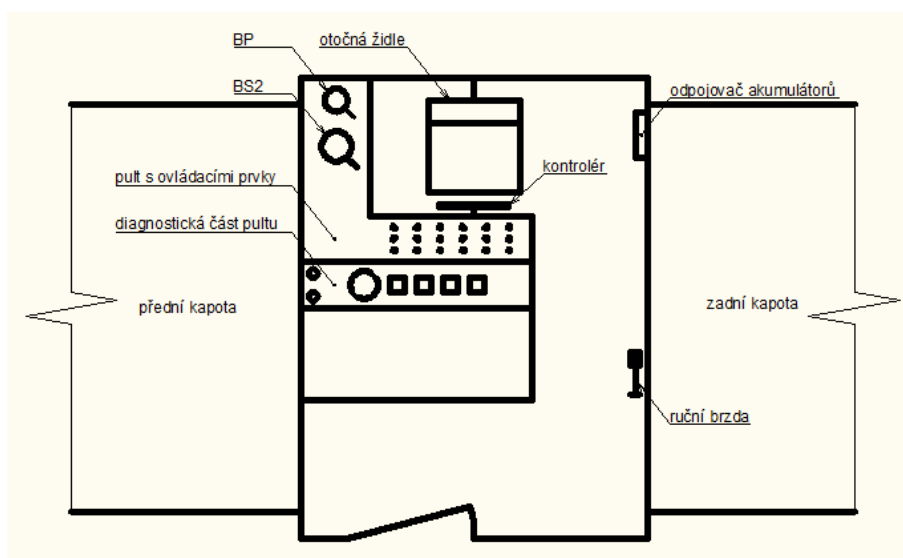
Lokomotiva je dvounápravová, diesel – elektrická s uspořádáním hnacích náprav Bo o celkové hmotnosti 8,5 t. Lokomotiva je kapotová s excentricky umístěnou vyvýšenou kabinou s jedním stanovištěm strojvedoucího, která je blíže zadnímu konci lokomotivy. Vypružení je provedeno listovými pružnicemi umístěnými uvnitř rámu, vedení dvojkolí je rozsochové. Trakční pohon je systému GEBUS, tj. spalovacím motorem poháněné kompaundní dynamo, které napájí dva stejnosměrné sériové motory. Přenos krouticího momentu mezi spalovacím motorem a generátorem je řešen pružnou spojkou a mezi trakčními motory a nápravou pomocí třířadého pouzdrového řetězu TRIPLEX. Zdrojem primárního výkonu je čtyřválcový čtyřtaktní stojatý motor Tatra T114 o výkonu 34 kW, zdvihovém objemu 4942 cm³ a s rozsahem otáček 600 – 1250 min⁻¹. Trakční kompaundní dynamo je LSH 400 o výkonu 23,4 kW, o jmenovitém výstupním napětí 190 V a proudu 123 A s maximálními otáčkami 1200 min⁻¹. Trakční stejnosměrné sériové elektromotory jsou typu MUD 3224/8, každý o výkonu 14 kW, jmenovitém napětí 255 V a jmenovitém proudu 62,5 A. Regulace je provedena řízením dodávky paliva v osmi stupních. Lokomotiva je vybavena EDB, pneumatickou samočinnou, pneumatickou přímočinnou a ruční brzdou. Zdrojem stlačeného vzduchu je jednostupňový kompresor typu 4122/23.



Obr. 5: Uspořádání hnacího agregátu (již s pokusně připojeným motorem Perkins).

V přední kapotě je v přední části elektrická výzbroj lokomotivy, za ní je zabudován spalovací motor Tatra T114, který je pružnou spojkou spojen s generátorem, jenž zasahuje až do kabiny strojvedoucího pod pult. Vedle motoru je umístěn kompresor. Pod střechou kapoty je umístěna palivová nádrž. Jsou zde také další pomocná zařízení jako zařízení pro mazání okolků apod.

Kabina je uspořádána dle obr. 6. Jízda a EDB je ovládána sdruženým kontrolérem, samočinná brzda je ovládána brzdičem Dako BS2, přímočinná brzda je ovládána brzdičem Dako BP a lokomotiva je vybavena i parkovací brzdou ovládanou buď automaticky, nebo pomocí tlačítka a brzdou ruční, která byla v původním provedení jediná brzda lokomotivy.



Obr. 6: Schéma uspořádání kabiny strojvedoucího.

V zadní kapotě se nacházejí akumulátory a vzduchové jímky.

1.2 Provozní charakteristiky

1.2.1 Trakční charakteristika

Při výpočtu trakční charakteristiky budu vycházet z následujících parametrů:

- maximální trakční výkon bude roven maximálnímu výkonu generátoru $P_{max} = 23,4 \text{ kW}$
- maximální rychlost $V_{max} = 15 \text{ km.h}^{-1}$
- při výpočtu maximální adhezní hnací síly budu vycházet ze závislosti koeficientu adhezního tření dle Kothera
- rychlostní krok pro výpočet trakční charakteristiky volím $0,5 \text{ km.h}^{-1}$

Oblast omezená tažnou silou na mezi adheze F_{Amax}

Aby bylo možné stanovit průběh F_{Amax} , je potřeba vypočítat průběh μ . Vzorec pro jeho výpočet dle Kothera [3] je následující:

$$\mu = \left(\frac{9000}{V + 41} + 116 \right) \cdot 10^{-3} \quad [-]$$

Příklad výpočtu pro rychlost 2 km.h^{-1} :

$$\mu = \left(\frac{9000}{V + 41} + 116 \right) \cdot 10^{-3}$$

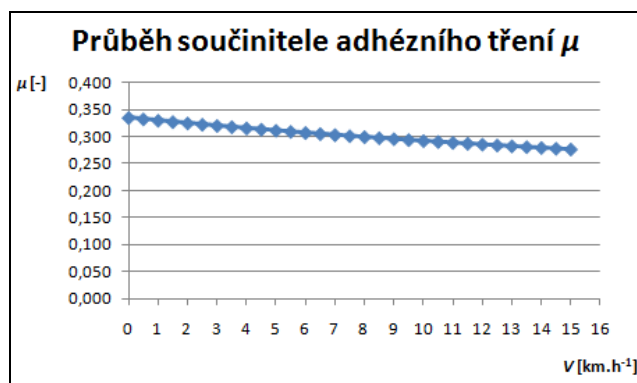
$$\mu = \left(\frac{9000}{2 + 41} + 116 \right) \cdot 10^{-3}$$

$$\mu = \frac{13988}{43} \cdot 10^{-3} = 325,302 \cdot 10^{-3}$$

Průběh součinitele adhezního tření bude tedy mít následující průběh:

Tab. 1: Tabelární vyjádření průběhu μ .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
μ [-]	0,336	0,333	0,330	0,328	0,325	0,323	0,321	0,318	0,316	0,314	0,312	0,310	0,307	0,305	0,304	0,302
V [km.h ⁻¹]	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
μ [-]	0,300	0,298	0,296	0,294	0,292	0,291	0,289	0,287	0,286	0,284	0,283	0,281	0,280	0,278	0,277	



Obr. 7: Graf průběhu μ .

Na základě vypočteného průběhu součinitele adhezního tření vypočtu průběh tažné síly na mezi adheze.

$$F_{Amax} = \mu \cdot G_A \quad [\text{kN}]$$

Příklad výpočtu pro rychlost 5 km.h^{-1} :

$$F_{Amax} = \mu \cdot G_A$$

$$F_{Amax} = \mu \cdot g \cdot M_A$$

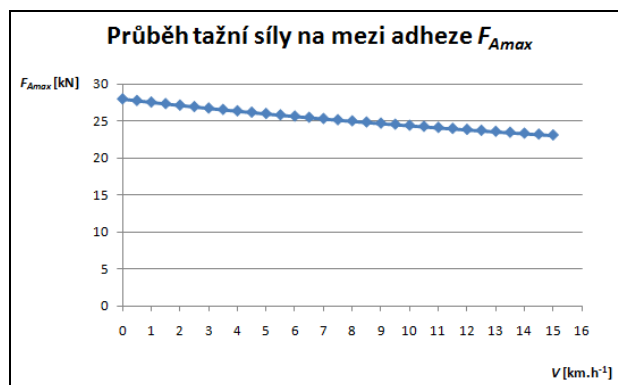
$$F_{Amax} = 0,307 \cdot 9,81 \cdot 8,5$$

$$F_{Amax} = 25,639 \text{ kN}$$

Průběh tažné síly na mezi adheze pak bude:

Tab. 2: Tabelární vyjádření průběhu F_{Amax} .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
F_{Amax} [kN]	27,977	27,756	27,541	27,331	27,125	26,925	26,729	26,537	26,350	26,166	25,987	25,812	25,640	25,472	25,307	25,146
V [km.h ⁻¹]	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
F_{Amax} [kN]	24,988	24,834	24,682	24,533	24,388	24,245	24,105	23,967	23,832	23,700	23,570	23,443	23,317	23,195	23,074	



Obr. 8: Graf průběhu F_{Amax} .

Oblast omezená maximálním trakčním výkonem P_{max}

Zde budu vycházet z fyzikálního vzorce dle [3]:

$$P_{max} = \frac{F_{P_{max}} \cdot V}{3,6} \quad [\text{kW}]$$

Z něj si vyjádřím neznámou tažnou sílu při maximálním výkonu $F_{P_{max}}$:

$$F_{P_{max}} = \frac{P_{max} \cdot 3,6}{V} \quad [\text{kN}]$$

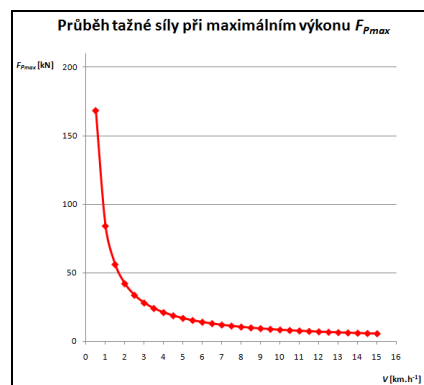
Příklad výpočtu pro rychlost 10 km.h⁻¹:

$$\begin{aligned}
 F_{P_{max}} &= \frac{P_{max} \cdot 3,6}{V} \\
 F_{P_{max}} &= \frac{23,4 \cdot 3,6}{10} \\
 F_{P_{max}} &= 8,424 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

Tažná síla při maximálním trakčním výkonu bude mít tedy průběh:

Tab. 3: Tabelární vyjádření průběhu $F_{P_{max}}$.

V [km.h ⁻¹]	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
$F_{P_{max}}$ [kN]	168,480	84,240	56,160	42,120	33,696	28,080	24,069	21,060	18,720	16,848	15,316	14,040	12,960	12,034	11,232
V [km.h ⁻¹]	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
$F_{P_{max}}$ [kN]	10,530	9,911	9,360	8,867	8,424	8,023	7,658	7,325	7,020	6,739	6,480	6,240	6,017	5,810	5,616



Obr. 9: Graf průběhu F_{pmax} .

Aby byla trakční charakteristika úplná, je potřeba vypočíst ještě vozidlový odpor při výběhu. Jelikož se jedná o pojezd Bo, bude se součinitel vozidlového odporu vypočítávat dle následujícího vztahu [12]:

$$o_L = (3,4 + 0,03.V + 0,00007.V^2) \cdot 10^{-3} \quad [-]$$

Příklad výpočtu o_L pro rychlost 7 km.h^{-1} :

$$o_L = (3,4 + 0,03.V + 0,00007.V^2) \cdot 10^{-3}$$

$$o_L = (3,4 + 0,03.7 + 0,00007.7^2) \cdot 10^{-3}$$

$$o_L = 3,613 \cdot 10^{-3}$$

Vypočtu tedy hodnoty součinitele pro celý rozsah rychlostí, abych mohl spočíst vozidlový odpor lokomotivy O_L .

Tab. 4: Tabešní vyjádření průběhu o_L .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
$o_L [-]$	0,003400	0,003415	0,003430	0,003445	0,003460	0,003475	0,003491	0,003506	0,003521	0,003536	0,003552	0,003567	0,003583	0,003598	0,003613	0,003629
V [km.h ⁻¹]	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
$o_L [-]$	0,003644	0,003660	0,003676	0,003691	0,003707	0,003723	0,003738	0,003754	0,003770	0,003786	0,003802	0,003818	0,003834	0,003850	0,003866	



Obr. 10: Graf průběhu o_L .

Díky vypočtenému o_L jsem schopen vypočíst vozidlový odpor O_L [3] jako:

$$O_L = G_L \cdot o_L \quad [\text{kN}]$$

Příklad výpočtu pro rychlost 7 km.h^{-1} :

$$O_L = G_L \cdot o_L$$

$$O_L = M_L \cdot g \cdot o_L$$

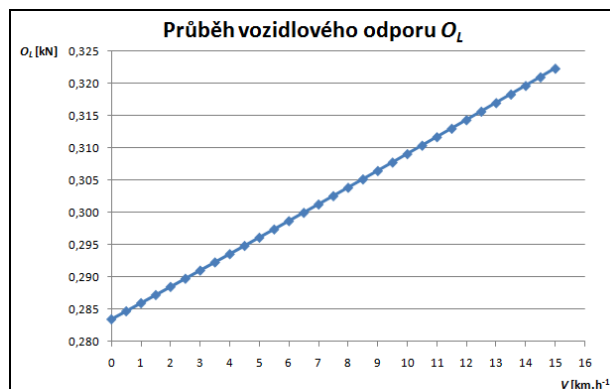
$$O_L = 8,5,9,81,3,613 \cdot 10^{-3}$$

$$O_L = 0,301 \text{ kN}$$

Průběh vozidlového odporu tedy bude:

Tab. 5: Hodnoty vozidlového odporu pro celý rozsah rychlostí.

$V [\text{km.h}^{-1}]$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
$O_L [\text{kN}]$	0,284	0,285	0,286	0,287	0,289	0,290	0,291	0,292	0,294	0,295	0,296	0,297	0,299	0,300	0,301	0,303
$V [\text{km.h}^{-1}]$	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
$O_L [\text{kN}]$	0,304	0,305	0,306	0,308	0,309	0,310	0,312	0,313	0,314	0,316	0,317	0,318	0,320	0,321	0,322	



Obr. 11: Graf průběhu O_L .

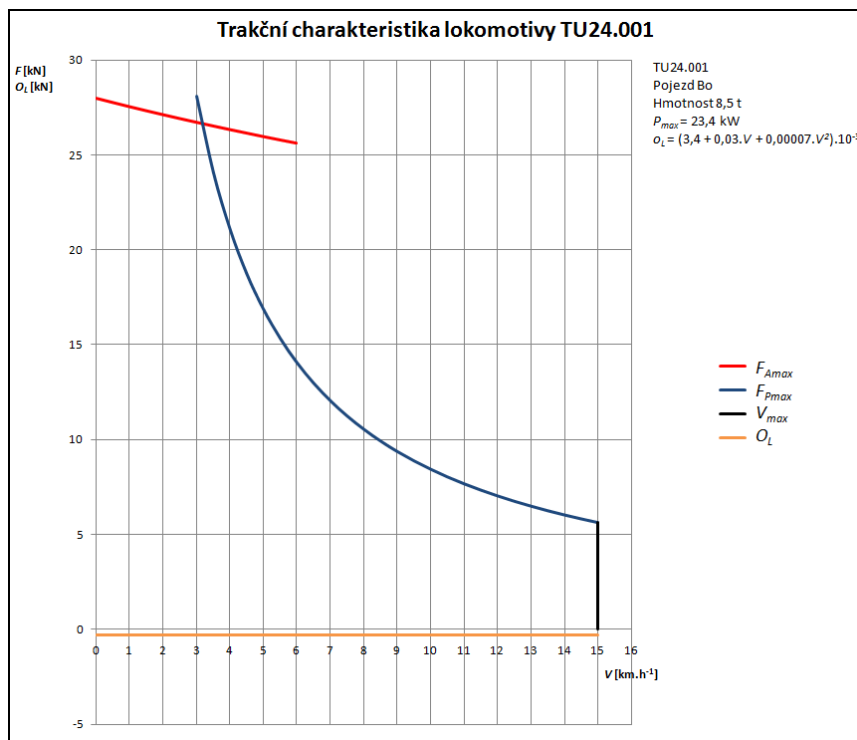
Na základě výše uvedených výpočtů je možné sestavit trakční charakteristiku lokomotivy TU24.001.

Tab. 6: Tabelární vyjádření trakční charakteristiky

$V [\text{km.h}^{-1}]$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
$F_{Amax} [\text{kN}]$	27,977	27,756	27,541	27,331	27,125	26,925	26,729	26,537	26,350	26,166	25,987	25,812	25,640

$V [\text{km.h}^{-1}]$	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
$F_{Pmax} [\text{kN}]$	28,080	24,069	21,060	18,720	16,848	15,316	14,040	12,960	12,034	11,232	10,530	9,911	9,360
$V [\text{km.h}^{-1}]$	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
$F_{Pmax} [\text{kN}]$	8,867	8,424	8,023	7,658	7,325	7,020	6,739	6,480	6,240	6,017	5,810	5,616	

$V [\text{km.h}^{-1}]$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
$O_L [\text{kN}]$	0,284	0,285	0,286	0,287	0,289	0,290	0,291	0,292	0,294	0,295	0,296	0,297	0,299	0,300	0,301	0,303
$V [\text{km.h}^{-1}]$	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
$O_L [\text{kN}]$	0,304	0,305	0,306	0,308	0,309	0,310	0,312	0,313	0,314	0,316	0,317	0,318	0,320	0,321	0,322	



Obr. 12: Trakční charakteristika lokomotivy TU24.001.

1.2.2 Korefův zátěžový nomogram

Jedná se o grafickou metodu určení technického normativu hmotnosti. Vychází z podmínky konstantní rychlosti, kdy je pro tuto rychlost známa hodnota tažné síly na spřáhle a ze základní rovnice pohybu vlaku [3] ve tvaru:

$$F_{sp} - G_D \cdot o_D - (G_L + G_D) \cdot o_T = 0$$

Úplný Korefův zátěžový nomogram obsahuje čtyři kvadranty pravoúhlého souřadného systému. I. kvadrant obsahuje samotný nomogram, II. kvadrant obsahuje trakční charakteristiku, III. kvadrant obsahuje součinitel vozidlového odporu dané zátěže a IV. kvadrant obsahuje křivky vozidlového odporu dané zátěže.

Pro konstrukci samotného nomogramu se rovnice pohybu vlaku rozdělí na dvě části, z nichž jedna je závislá na součiniteli vozidlového odporu zátěže a druhá na stoupání. Díky tomu budu vytvářet dvě samostatné skupiny přímk [3]:

$$\begin{aligned} y_1 &= F_{sp} - G_D \cdot o_D & [\text{kN}] \\ y_2 &= (G_L + G_D) \cdot o_T & [\text{kN}] \end{aligned}$$

Pro přímky závislé na zátěži bude parametrem požadovaná konstantní rychlost, kdy budu vytvářet přímku pro rychlosti po 1 km.h⁻¹. U přímky závislé na sklonu trati budu vytvářet přímku pro sklon po 1 ‰.

Nejprve si spočtu průběh součinitele vozidlového odporu tažených vozidel. Pro tyto výpočty budu uvažovat zátěž vozů S, tj. smíšené zátěže osobních a nákladních vozů. Tato varianta odpovídá nejběžnější soupravě. Součinitel vozidlového odporu [3] bude v následujícím tvaru:

$$o_D = (1,9 + 0,000465 \cdot V^2) \cdot 10^{-3}$$

Příklad výpočtu pro rychlost 5 km.h⁻¹:

$$o_D = (1,9 + 0,000465 \cdot V^2) \cdot 10^{-3}$$

$$o_D = (1,9 + 0,000465 \cdot 5^2) \cdot 10^{-3}$$

$$o_D = 1,911 \cdot 10^{-3}$$

Průběh součinitele vozidlového odporu tedy bude:

Tab. 6: Tabelární vyjádření průběhu o_D .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
o_D [-]	0,001900	0,001900	0,001900	0,001901	0,001902	0,001903	0,001904	0,001906	0,001907	0,001909	0,001912	0,001914	0,001917	0,001920	0,001923	0,001926
V [km.h ⁻¹]	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	
o_D [-]	0,001930	0,001934	0,001938	0,001942	0,001947	0,001951	0,001956	0,001961	0,001967	0,001973	0,001979	0,001985	0,001991	0,001998	0,002005	



Obr. 13: Graf průběhu o_D .

Pro výpočet těchto přímk je potřeba stanovit tažnou sílu na spřáhle F_{sp} z průběhu F .

Tab. 7: Tabelární průběh tažné síly F .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,352	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
F [kN]	27,977	27,756	27,541	27,331	27,125	26,925	26,729	25,131	24,069	21,060	18,720	16,848	15,316	14,040	12,960	12,034
V [km.h ⁻¹]	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
F [kN]	11,232	10,530	9,911	9,360	8,867	8,424	8,023	7,658	7,325	7,020	6,739	6,480	6,240	6,017	5,810	5,616

Tažnou sílu na spřáhle určím odečtením vozidlového odporu od tažné síly.

$$F_{sp} = F - O_L \quad [\text{kN}]$$

Příklad výpočtu pro rychlost 10 km.h⁻¹:

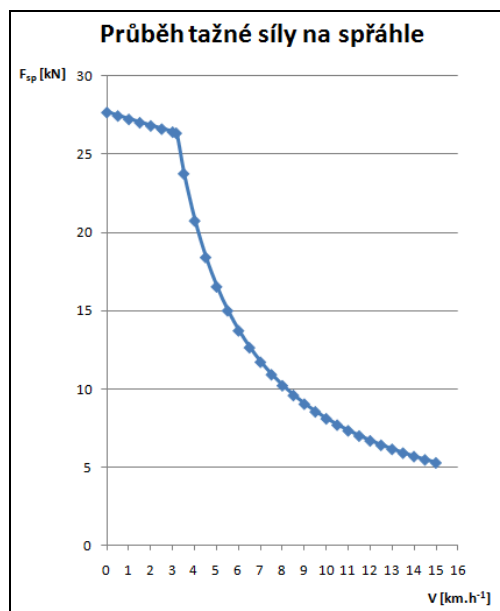
$$F_{sp} = F - O_L$$

$$F_{sp} = 8,424 - 0,309$$

$$F_{sp} = 8,114 \text{ kN}$$

Tab. 8: Tabelární vyjádření průběhu F_{sp} .

V [km.h ⁻¹]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,16	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
F_{sp} [kN]	27,693	27,471	27,255	27,043	26,837	26,635	26,438	26,366	23,776	20,766	18,425	16,552	15,019	13,741	12,660	11,733
V [km.h ⁻¹]	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
F_{sp} [kN]	10,929	10,226	9,605	9,054	8,560	8,115	7,712	7,346	7,012	6,706	6,424	6,163	5,922	5,697	5,489	5,294



Obr. 14: Graf průběhu F_{sp} .

Nyní je potřeba vypočíst vozidlový odpor pro jednotlivé rychlosti a hmotnosti. Zde budu postupovat pro každou konstantní rychlost tak, že odečtu hodnotu příslušné tažné síly a poté spočtu průběh přímky pro tíhy od 0 kN do 1000 kN. Následující příklad je pro rychlost 8 km.h⁻¹ a tíhu zátěže 500 kN.

$$y_1 = F_{sp} - G_D \cdot o_D$$

$$y_1 = 10,226 - 500 \cdot 0,001930$$

$$y_1 = 9,261 \text{ kN}$$

Tab. 9: Tabelární vyjádření skupiny přímek y_I .

V [km.h ⁻¹]	F_{sp} [kN]	G_D [kN]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
0	27,693	$F_{sp}-O_D$ [kN]	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693	27,693
1	27,255	$F_{sp}-O_D$ [kN]	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255	27,255
2	26,837	$F_{sp}-O_D$ [kN]	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837	26,837
3	26,428	$F_{sp}-O_D$ [kN]	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428	26,428
4	20,766	$F_{sp}-O_D$ [kN]	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766	20,766
5	16,552	$F_{sp}-O_D$ [kN]	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552	16,552
6	13,741	$F_{sp}-O_D$ [kN]	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741	13,741
7	11,733	$F_{sp}-O_D$ [kN]	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733	11,733
8	10,226	$F_{sp}-O_D$ [kN]	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226	10,226
9	9,054	$F_{sp}-O_D$ [kN]	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054	9,054
10	8,115	$F_{sp}-O_D$ [kN]	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115	8,115
11	7,346	$F_{sp}-O_D$ [kN]	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346	7,346
12	6,706	$F_{sp}-O_D$ [kN]	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706	6,706
13	6,163	$F_{sp}-O_D$ [kN]	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163	6,163
14	5,697	$F_{sp}-O_D$ [kN]	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697	5,697
15	5,294	$F_{sp}-O_D$ [kN]	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294	5,294

V dalším kroku výpočtu skupinu přímek závislých na sklonu trati. Zde budu počítat se stoupáním do 41 ‰, což je největší stoupání na síti ČHŽ (úsek Čierny Balog – Kyslá).

Vycházím z rovnosti $o_T = s \cdot 10^{-3}$.

Příklad výpočtu pro stoupání 6 ‰ při tíze zátěže 300 kN:

$$y_{2_{6;300}} = (G_L + G_D) \cdot o_T$$

$$y_{2_{6;300}} = (M_L \cdot g + G_D) \cdot s \cdot 10^{-3}$$

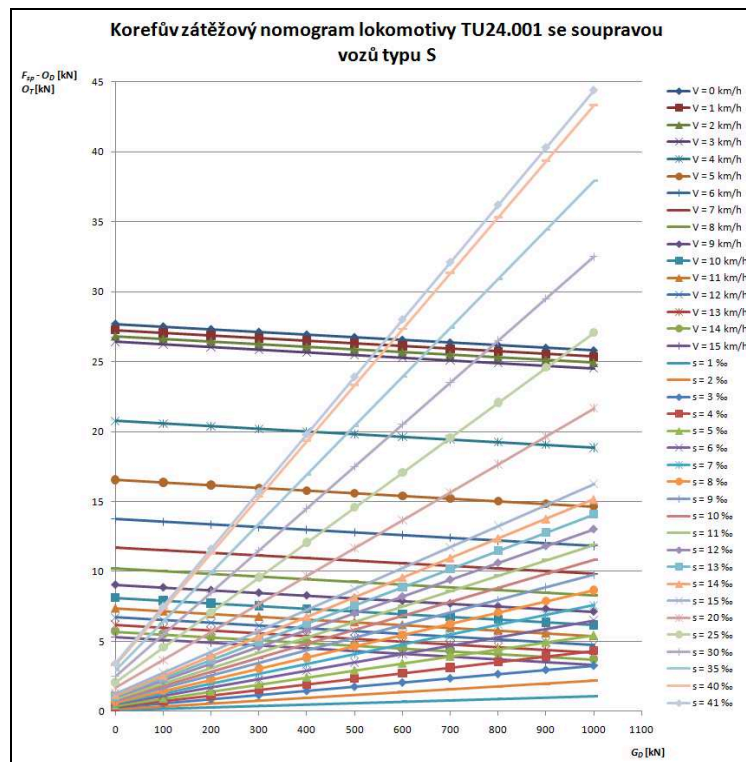
$$y_{2_{6;300}} = (8,59,81 + 300) \cdot 6 \cdot 10^{-3}$$

$$y_{2_{6;300}} = 2,300 \text{ kN}$$

Tab. 10: Tabelární vyjádření skupiny přímek y_2 .

s [‰]	G_D [kN]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
1	O_T [kN]	0,083	0,183	0,283	0,383	0,483	0,583	0,683	0,783	0,883	0,983	1,083
2	O_T [kN]	0,167	0,367	0,567	0,767	0,967	1,167	1,367	1,567	1,767	1,967	2,167
3	O_T [kN]	0,250	0,550	0,850	1,150	1,450	1,750	2,050	2,350	2,650	2,950	3,250
4	O_T [kN]	0,334	0,734	1,134	1,534	1,934	2,334	2,734	3,134	3,534	3,934	4,334
5	O_T [kN]	0,417	0,917	1,417	1,917	2,417	2,917	3,417	3,917	4,417	4,917	5,417
6	O_T [kN]	0,500	1,100	1,700	2,300	2,900	3,500	4,100	4,700	5,300	5,900	6,500
7	O_T [kN]	0,584	1,284	1,984	2,684	3,384	4,084	4,784	5,484	6,184	6,884	7,584
8	O_T [kN]	0,667	1,467	2,267	3,067	3,867	4,667	5,467	6,267	7,067	7,867	8,667
9	O_T [kN]	0,750	1,650	2,550	3,450	4,350	5,250	6,150	7,050	7,950	8,850	9,750
10	O_T [kN]	0,834	1,834	2,834	3,834	4,834	5,834	6,834	7,834	8,834	9,834	10,834
11	O_T [kN]	0,917	2,017	3,117	4,217	5,317	6,417	7,517	8,617	9,717	10,817	11,917
12	O_T [kN]	1,001	2,201	3,401	4,601	5,801	7,001	8,201	9,401	10,601	11,801	13,001
13	O_T [kN]	1,084	2,384	3,684	4,984	6,284	7,584	8,884	10,184	11,484	12,784	14,084
14	O_T [kN]	1,167	2,567	3,967	5,367	6,767	8,167	9,567	10,967	12,367	13,767	15,167
15	O_T [kN]	1,251	2,751	4,251	5,751	7,251	8,751	10,251	11,751	13,251	14,751	16,251
20	O_T [kN]	1,668	3,668	5,668	7,668	9,668	11,668	13,668	15,668	17,668	19,668	21,668
25	O_T [kN]	2,085	4,585	7,085	9,585	12,085	14,585	17,085	19,585	22,085	24,585	27,085
30	O_T [kN]	2,502	5,502	8,502	11,502	14,502	17,502	20,502	23,502	26,502	29,502	32,502
35	O_T [kN]	2,918	6,418	9,918	13,418	16,918	20,418	23,918	27,418	30,918	34,418	37,918
40	O_T [kN]	3,335	7,335	11,335	15,335	19,335	23,335	27,335	31,335	35,335	39,335	43,335
41	O_T [kN]	3,419	7,519	11,619	15,719	19,819	23,919	28,019	32,119	36,219	40,319	44,419

Nyní mohu vytvořit Korefův zátěžový nomogram. Kompletní Korefův zátěžový nomogram pro lokomotivu TU24.001 je v příloze č. 1.



Obr. 14: Korefův zátěžový nomogram lokomotivy TU24.001.

2. Návrh řešení záměny hnacího agregátu včetně přenosu výkonu

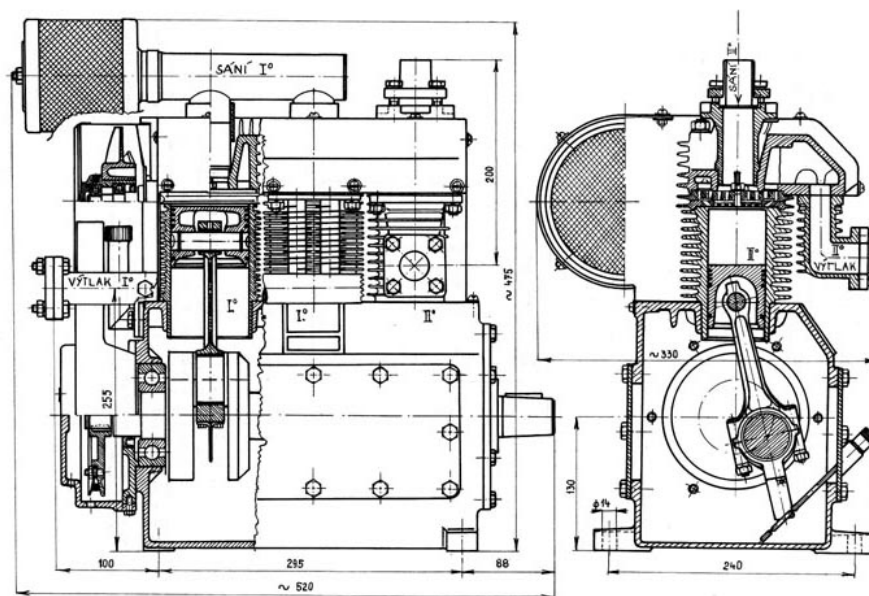
Po mnoha závadách, které se na této lokomotivě projeví, nepřipadala v úvahu varianta, že by se pouze opravil stávající stav. V provozu byly velké problémy s kompresorem, který byl jednopístový, což způsobovalo nadměrné vibrace, velké namáhání řemenic a v neposlední řadě problémy s dlouhými řemeny. Kompresor se také velmi často zadíral. Dalším problémem byla velká spotřeba motoru Tatra T114 a jeho hluk. V neposlední řadě je potřeba kontrola a úprava elektrické výzbroje (nalezení a odstranění případných závad a úprav pro původní hnací agregát). V následujícím seznamu jsou varianty úprav:

- a) Záměna spalovacího motoru s ponecháním původního elektrického přenosu GEBUS.
- b) Záměna hnacího agregátu za nový v kombinaci spalovací motor – generátor s elektronickou regulací se zachováním současných stejnosměrných sériových elektromotorů (varianty přenosů AC – DC, DC – DC, DC – AC - DC).
- c) Záměna hnacího agregátu za nový (viz b) s výměnou stávajících trakčních elektromotorů za nové, tj. stejnosměrné sériové, stejnosměrné cize buzené, střídavé asynchronní, nebo střídavé synchronní.
- d) Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrostatický.
- e) Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrodynamický.
- f) Záměna stávajícího elektrického přenosu za mechanický.
- g) Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydromechanický.

Nutná je výměna stávajícího kompresoru, který již není provozní. Nejvýhodnější variantou je kompresor ORLIK 3 DSK 75. Základní charakteristiky kompresoru dle [21] jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Základní charakteristiky kompresoru ORLIK 3 DSK 75 [22].

Výkonnost kompresoru při jmenovitých otáčkách	50 m ³ .h ⁻¹
Výtlačný přetlak	0,1 MPa
Maximální výtlač pro přerušovaný krátkodobý provoz	0,125 MPa
Počet válců	3
Počet stupňů	2
Průměr válců 1. stupně	75 mm
Průměr válců 2. stupně	56 mm
Zdvih pístu	70 mm
Jmenovité otáčky	1800 min ⁻¹
Střední pístová rychlost	4,2 m.s ⁻¹
Chlazení	vzduchové
Mazání	olejové, rozstříkem
Množství oleje	2 l
Příkon	7,9 kW
Hmotnost	68 kg



Obr. 15 Kompresor 3 DSK 75 [21]

Tento kompresor zajistí potřebný výtlač a jeho velkou výhodou je, rozšíření tohoto typu ve velké míře u drah normálního rozchodu a jeho použití na lokomotivě TU45.001. Toto zajistí

relativně nízké náklady na případné opravy a rychlé odstraňování poruch díky dostupným náhradním dílům a zkušenostem personálu s opravou kompresorů tohoto typu.

2.1 Záměna spalovacího motoru s ponecháním původního elektrického přenosu GEBUS

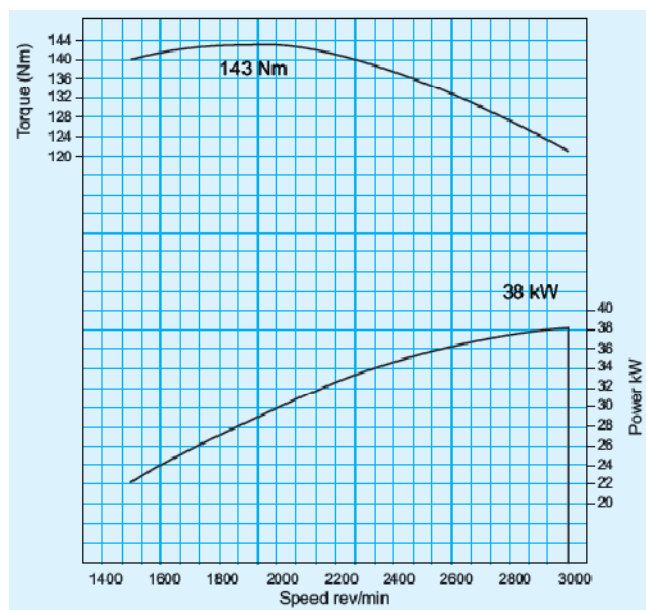
Tato varianta znamená prakticky nejmenší zásah do celé lokomotivy. Dojde pouze k výměně spalovacího motoru Tatra T114 za jiný, který bude více splňovat požadavky na ekonomiku provozu, ekologii a v neposlední řadě hlučnost. V úvahu v současnosti přicházejí motory Perkins, FPT, Škoda Auto, a.s. nebo jiné automobilové motory, jelikož je zde třeba relativně malý výkon.

Motor Perkins

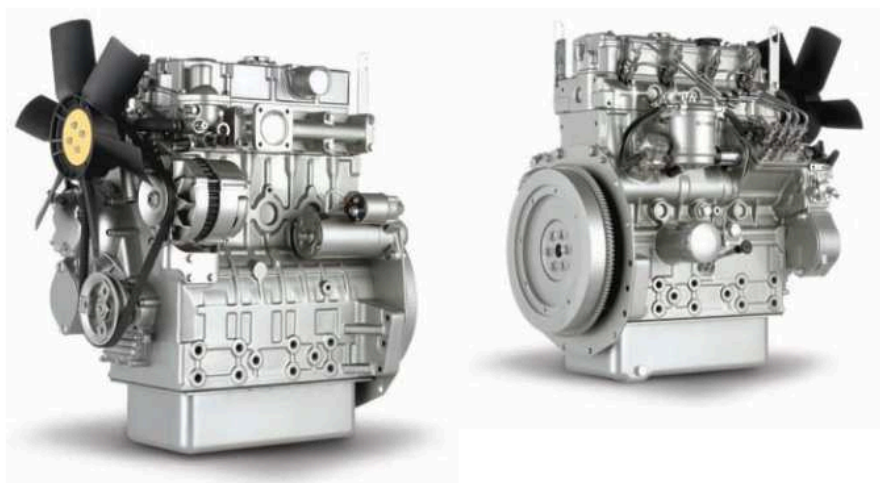
Motory Perkins jsou v dnešní době hojně používány v bagrech a jiné stavební a manipulační technice. Vhodná pro použití při rekonstrukci je řada motorů Industrial série 400. Z této série je nejvhodnější motor 404D-22. Splňuje požadavky výkonu, snadné zastavitelnosti a nízkých emisí škodlivin. Zároveň se jedná o motor, který nevyžaduje náročnou údržbu. Základní charakteristiky motoru jsou v tab. 12.

Tab. 12: Parametry motoru Perkins 404D-22 dle [13].

Maximální výkon	38 kW při 2800 min ⁻¹
Maximální točivý moment	143 Nm při 1800 min ⁻¹
Počet válců	4
Vrtání x zdvih	84 x 100 mm
Zdvihový objem	2200 cm ³
Plnění	atmosférické
Vstřikování	nepřímé
Kompresní poměr	23,3:1
Chlazení	vodní
Olejová náplň	10,6 l
Chladicí náplň	3,6 l
Rozměry (d x š x v)	664 mm x 459 mm x 725 mm
Hmotnost (suchá)	184 kg



Obr. 16: Vnější charakteristika motoru Perkins 404D-22. [13]



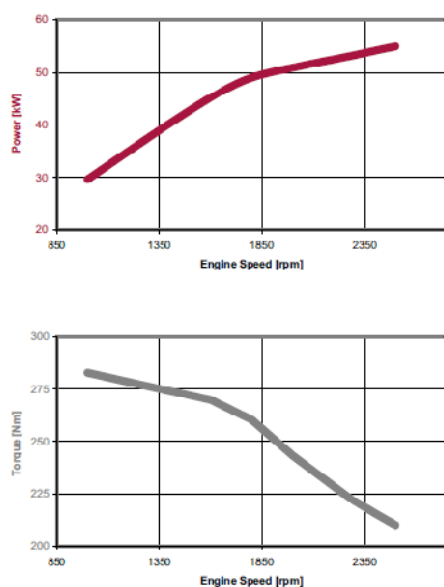
Obr. 17: Motor Perkins 404D-22 [13]

Motor FPT

Motory FPT slouží pro většinu vozidel skupiny Fiat (Fiat, Iveco apod.), zemědělské techniky, elektrických generátorů aj. Pro použití v lokomotivě TU24.001 se jeví jako nejvhodnější motor F32 MNS, který je určen pro industriální použití.

Tab. 13: Parametry motoru FPT F32 MNS dle [16].

Max. výkon	55 kW při 2500 min ⁻¹
Max. točivý moment	281 Nm při 1250 min ⁻¹
Počet válců	4
Vrtání x zdvih	99 x 104 mm
Zdvihový objem	3200 cm ³
Plnění	přepřlňovaný turbodmychadlem
Kompresní poměr	17:1
Vstřikování	mechanické
Chlazení	vodní
Minimální volnoběžné otáčky	850 min ⁻¹
Rozměry (d x š x v)	433 mm x 500 mm x 650 mm
Hmotnost (suchá)	340 kg



Obr. 18: Vnější charakteristika motoru FPT F32 MNS [16]



Obr. 19: Motor FPT F32 MNS [16]

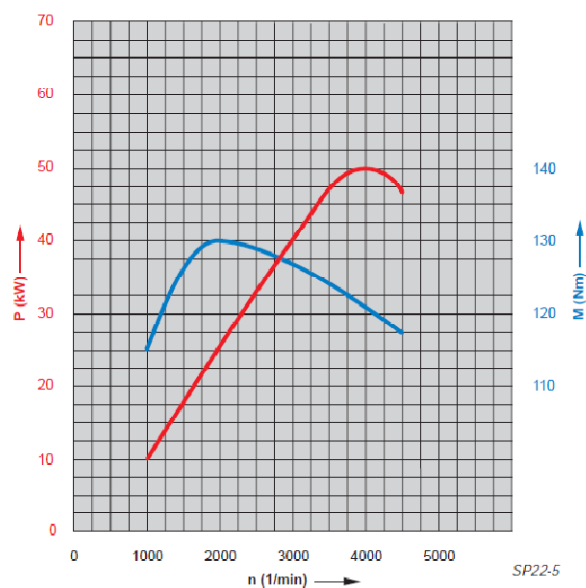
Motor Škoda Auto, a.s.

V nabídce firmy Škoda Auto, a.s. je mnoho motorů, které by vyhovovaly zástavbě do hnacího agregátu lokomotivy TU24.001. Z důvodu spotřeby paliva, praktičnosti a potřebné charakteristiky budu volit z řady diesellových motorů o zdvihovém objemu 1900 cm³.

Z hlediska provozu je nejvhodnější motor 1,9 SDI, který není přeplňován turbodmychadlem, a tudíž se snižuje pravděpodobnost poruchy. Absence turbodmychadla rovněž umožňuje případné použití alternativních paliv. Např. použití řepkového oleje je v tomto motoru dlouhodobě odzkoušeno při testech v osobních automobilech. Velkou předností motoru je v provozu ověřená vysoká spolehlivost při velmi nízké spotřebě paliva a nízkých údržbových nákladech.

Tab. 14: Parametry motoru Škoda 1,9 SDI [17].

Max. výkon	50,0 kW při 4200 min ⁻¹
Max. točivý moment	130,0 Nm při 2000 - 2600 min ⁻¹
Počet válců	4
Vrtání x zdvih	79,5 x 95,5 mm
Zdvihový objem	1,9 l
Plnění	atmosférické
Vstřikování	přímé
Kompresní poměr	19,5:1
Chlazení	vodní



Obr. 20: Vnější charakteristika motoru Škoda 1,9 SDI. [17]



Obr. 21: Motor 1,9 SDI. [17]

Výběr nejvhodnějšího spalovacího motoru

Na základě výše uvedeného je vcelku složité vybrat nejvhodnější motor. Hlavní kritéria jsou:

- co nejbližší otáčky k otáčkám stávajícího generátoru
- co nejbližší výkon potřebnému výkonu
- nízká spotřeba (díky absenci spotřebních charakteristik v materiálech výrobců není možné toto hledisko uplatnit v potřebné míře)

- dostupnost a cena náhradních dílů, celková náročnost údržby
- co nejvhodnější rozměry pro zástavbu do kapoty lokomotivy

Těmto parametrům dle mého pohledu nejlépe vyhovuje motor FPT F32 MNS, který má nejnižší jmenovité otáčky, má dostatečnou rezervu výkonu a má vhodné rozměry pro zástavbu. Dostupnost dílů ve skupině Fiat je rovněž velmi dobrá. Druhý nejlepší motor je motor Perkins 404D-22, který má otáčky o 300 min^{-1} vyšší, než motor FPT F32 MNS. Rovněž se jedná o motor pro industriální využití, poměrná rezerva výkonu je postačující a velkou výhodou je to, že se motory Perkins v provozu velmi osvědčily. Jejich použití v zemědělských strojích, v kolových a pásových nakladačích a podobných stavebních strojích, včetně mobilních elektráren vyvažuje jeho mírně vyšší otáčky oproti motoru FPT F32 MNS. Rovněž náhradní díly a minimální potřeba údržby jsou velmi silné argumenty. Z hlediska použití v lokomotivě TU24.001 se jeví jako nejméně vhodný motor 1,9 SDI, byť má předpoklady pro velmi hospodárny provoz, ale jmenovité otáčky jej z výběru skoro vylučují.

2.2. Záměna hnacího agregátu za nový v kombinaci spalovací motor – generátor s elektronickou regulací se zachováním současných stejnosměrných sériových elektromotorů

Tato varianta rekonstrukce vyžaduje nalezení vhodného generátoru pro spolupráci se stávajícími trakčními elektromotory. Z hlediska dnešní silnoproudé a slaboproudé elektroniky je nejvhodnější použít přenos AC – DC s třífázovým alternátorem a IGBT pulzním měničem. Velkou nevýhodou tohoto řešení je spojení moderního hnacího agregátu se zastaralými trakčními elektromotory, které by mohlo způsobovat mnoho provozních závad. Na druhou stranu v případě důkladné repase trakčních elektromotorů by se mohlo jednat o rozumný kompromis mezi úplnou záměnou přenosu na třífázový asynchronní pohon a pouhou výměnou spalovacího motoru.

2.3 Záměna hnacího agregátu za nový s výměnou stávajících trakčních elektromotorů za nové, tj. stejnosměrné sériové, stejnosměrné cize buzené, střídavé asynchronní, nebo střídavé synchronní

Tato varianta je výhodná z důvodu vhodného prodloužení životnosti celé lokomotivy. Umožňuje zvýšení možnosti regulace jízdního a brzděného výkonu, které by se mohlo ze

současného stupňovitého změnit na plynulou regulaci (tato možnost je i v minulé variantě). Rovněž by umožnila, stejně jako v předchozí variantě, dosazení inteligentního řízení tažné síly na základě elektronického snímání a vyhodnocování otáček náprav. Nejvhodnější řešení takového rekonstrukce by bylo v dosazení trakčního třífázového alternátoru a třífázových trakčních asynchronních motorů. Tím by se dosáhlo odbourání údržby trakčních stejnosměrných sériových elektromotorů a snadnější diagnostiky celého systému. Nevýhodou by byla zvýšená složitost, která je ale ve srovnání s přínosy zanedbatelná.

2.4 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrostatický

U lokomotivy pro využití na lesní železnici a s požadovaným trakčním výkonem 23,4 kW je možné využít hydrostatického přenosu výkonu, který by vyhověl po stránce výkonu a díky jeho vlastnostem by zvýšil celkovou účinnost přenosu. Bylo by ale třeba vyrobit převodovku ke spalovacímu motoru, kvůli převodu na hydrogenerátor. Stávající náhon náprav třířadým pouzdrovým řetězem TRIPLEX by mohl zůstat, při vhodné zástavbě hydromotoru pod čelníky lokomotivy, zachován. Po úpravě náprav by bylo možné uložit hydromotory přímo na nápravy, čímž by se dosáhlo zrušení převodu mezi hydromotorem a nápravou a díky tomu by se zvýšila účinnost přenosu.

2.5 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydrodynamický

Tato varianta by byla vhodná při nalezení vhodných hydraulických měničů. Vzhledem k uspořádání lokomotivy a nutnosti mechanického převodu mezi výstupem měniče a nápravou není toto řešení vhodné. V neprospěch této varianty hovoří i dlouhodobé zkušenosti s provozem lokomotivy DH120 na ČHŽ s hydrodynamickým převodem, která ve zdejším provozu vyžaduje velmi častou údržbu měničů.

2.6 Záměna stávajícího elektrického přenosu za mechanický

Tato varianta, byť by znamenala zvýšení účinnosti přenosu, není z důvodu konstrukce rámu a celkově pojezdu proveditelná.

2.7 Záměna stávajícího elektrického přenosu za hydromechanický

Ze stejného důvodu, jako v 2.6 není možné vhodně zabudovat hydromechanický převod do rámu a pojezdu.

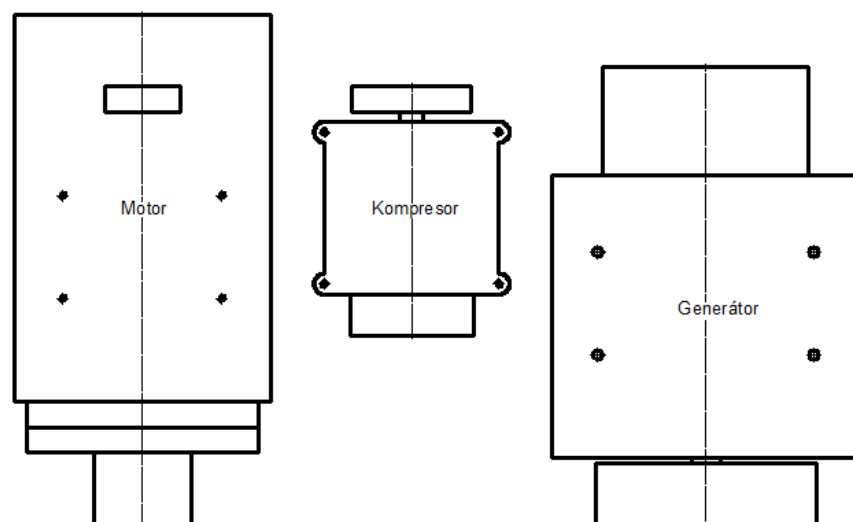
2.8 Návrh řešení

Z hlediska provozu je nejvhodnější výměna stávajícího motoru Tatra T114 a kompaundního dynama za nový hnací agregát a výměna trakčních elektromotorů za třífázové asynchronní. Bohužel rozpočet neziskové organizace nemá prostředky pro provedení tak náročné přestavby. Kompromisní řešení se naskytlo po obdržení repasovaného motoru Perkins 404D-22T, který se charakteristikami blíží k motoru Perkins 404D-22, jelikož je z něj odvozen. Jeho charakteristiky jsou v tab. 15.

Tab. 15: Parametry motoru Perkins 404D-22T dle [14].

Maximální výkon	44,7 kW při 2800 min ⁻¹
Maximální točivý moment	189,1 Nm při 1800 min ⁻¹
Počet válců	4
Vrtání x zdvih	84 x 100 mm
Zdvihový objem	2200 cm ³
Plnění	přeplňovaný turbodmychadlem
Vstřikování	nepřímé
Kompresní poměr	23,3:1
Chlazení	vodní
Olejová náplň	10,6 l
Chladicí náplň	6,98 l
Rozměry (d x š x v)	973 mm x 590 mm x 973 mm
Hmotnost (suchá)	228 kg

Jelikož doposud byl převodový poměr mezi spalovacím motorem a generátorem 1 stejně, jako mezi spalovacím motorem a kompresorem, nebude možné dodržet podélné uspořádání spalovacího motoru s generátorem. Na základě analýzy smyslu otáček spalovacího motoru, generátoru a kompresoru navrhuji vytvoření tzv. „power packu“ s uspořádáním dle obr. 22. Díky tomuto řešení se zjednoduší demontáž těchto tří zařízení z lokomotivy, jelikož momentálně bylo velmi složité demontovat spalovací motor s generátorem, jelikož tento celek zasahoval až do kabiny strojvedoucího. Převod mezi spalovacím motorem a generátorem a spalovacím motorem a kompresorem bude řešen za pomoci klínových řemenů.



Obr. 22: Návrh rozmístění motoru, generátoru a kompresoru v „power packu“.

3. Stanovení provozní charakteristiky hnacího vozidla pro návrhu modernizace hnacího agregátu

Díky zvolení varianty, kdy dojde pouze k výměně spalovacího motoru a vytvoření nového „power packu“, nedojde ke změně trakční charakteristiky ani dalších jiných provozních charakteristik, vyjma spotřeby. Vzhledem k nedostupnosti spotřebních charakteristik původního motoru Tatra T114 a nového motoru Perkins 404D-22T, nejsem schopen vytvořit grafy, jež by je porovnaly. Bude tedy platit stávající trakční charakteristika z kapitoly 1.2.1 a Korefův zátěžový nomogram vypočtený v kapitole 1.2.2 (Příloha č. 1).

4. Návrh konstrukce hlavních konstrukčních celků agregátu včetně zástavby do rámu vozidla

Jak bylo uvedeno v kapitole 2, je třeba vytvořit „power pack“. Při jeho navrhování bude třeba:

- navrhnout řemenice a řemeny pro převod spalovací motor – generátor
- navrhnout napínací kladku pro převod spalovací motor – generátor
- navrhnout řemenice a řemeny pro převod spalovací motor – kompresor
- navrhnout napínací kladku pro převod spalovací motor – kompresor
- navrhnout rám „power packu“ tak, aby vyhověl požadavkům na osovou vzdálenost řemenic, umístění napínacích kladek, uchycení na rám vozidla a vyvážení.

4.1 Návrh řemenic pro převod spalovací motor – generátor

V tomto převodu je potřeba snížit jmenovité otáčky spalovacího motoru, jenž jsou 2800 min^{-1} , na požadované jmenovité otáčky generátoru, jenž jsou 1200 min^{-1} . Vzhledem k prostoru jsem zvolil průměr malé řemenice 180 mm. Pro tento převod volím na základě vstupních hodnot a diagramu pro určení průřezu klínového řemene úzký klínový řemen SPB (dříve 16x13).

4.1.1 Výpočty

a) Převodový poměr [8]

$$i = \frac{n_d}{n_D}$$
$$i = \frac{2800}{1200}$$
$$i = \frac{7}{3} = 2,333$$

b) Průměr velké řemenice [8]

$$D_p = i \cdot d_p$$
$$D_p = \frac{7}{3} \cdot 180$$
$$D_p = 420 \text{ mm}$$

Vzhledem k nedostatku prostoru a potřebě dosažení převodového poměru co nejbližší k vypočtenému zvolím průměr velké řemenice 420 mm a ne normovaných 450 mm.

c) Obvodová rychlost [8]

$$\begin{aligned}v &= \frac{d_p \cdot n_d}{19100} \\v &= \frac{180 \cdot 2800}{19100} \\v &= \frac{5040}{191} \text{ m.s}^{-1} = 26,387 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$

Kontrola pro průměr velké řemenice a otáčky velké řemenice:

$$\begin{aligned}v &= \frac{D_p \cdot n_D}{19100} \\v &= \frac{420 \cdot 1200}{19100} \\v &= \frac{5040}{191} \text{ m.s}^{-1} = 26,387 \text{ m.s}^{-1}\end{aligned}$$

d) Výpočtová délka řemene [8]

$$\begin{aligned}A_{\min} &= 0,7 \cdot (D_p + d_p) \\A_{\min} &= 0,7 \cdot (420 + 180) \\A_{\min} &= 420 \text{ mm} \\A_{\max} &= 2 \cdot (D_p + d_p) \\A_{\max} &= 2 \cdot (420 + 180) \\A_{\max} &= 1200 \text{ mm}\end{aligned}$$

Na základě výše vypočteného rozsahu a prostorového řešení „power packu“ volím pro tento výpočet osovou vzdálenost 1000 mm.

$$\begin{aligned}L_p' &= 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A} \\L_p' &= 2 \cdot 1000 + 1,57 \cdot (420 + 180) + \frac{(420 - 180)^2}{4 \cdot 1000} \\L_p' &= 2956,4 \text{ mm}\end{aligned}$$

Nejbližší výpočtová délka úzkého klínového řemene SPB je 2800 mm. Jelikož je ale potřeba umístit mezi spalovací motor a generátor kompresor, je třeba zvolit řemen s větší výpočtovou délkou. Volím nejbližší vyšší, tj. ŘEMEN SPB – 3172 L_a ČSN 02 3112 s výpočtovou délkou 3150 mm.

e) Osová vzdálenost řemenic [8]

Nejprve vypočtu pomocné koeficienty p a q :

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p)$$

$$p = 0,25 \cdot 3150 - 0,393 \cdot (420 + 180)$$

$$p = 551,7 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2$$

$$q = 0,125 \cdot (420 - 180)^2$$

$$q = 7200 \text{ mm}^2$$

Nyní vypočtu osovou vzdálenost:

$$A_{sk} = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$A_{sk} = 551,700 + \sqrt{551,700^2 - 7200}$$

$$A_{sk} = 1109,9 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost tedy bude 1110 mm.

f) Úhel opásání malé řemenice [8]

$$\beta_d = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A_{sk}}$$

$$\beta_d = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{420 - 180}{1110}$$

$$\beta_d = 167^\circ 2' = 167,027^\circ$$

g) Úhel opásání velké řemenice [8]

$$\beta_D = 360^\circ - \beta_d$$

$$\beta_D = 360^\circ - 167^\circ 2'$$

$$\beta_D = 192^\circ 58' = 192,967^\circ$$

h) Počet klínových řemenů [8]

Nejprve si určím následující hodnoty:

- Součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,96$
- Součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,3$
- Součinitel délky klínového řemene $c_3 = 0,98$
- Výkon přenášený jedním řemenem (za předpokladu více než tří řemenů) $P_r = 14,35 \text{ kW}$

Při výpočtu budu vycházet ze jmenovitého výkonu motoru 44,7 kW.

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$$

$$z = \frac{44,7.1,3}{14,35.0,96.0,98}$$

$$z = 4,304$$

Dle pravidel dimenzování vychází počet řemenů na 5, ale z důvodu zvýšení bezpečnosti na základě předpokládaného provozu volím 6 řemenů.

ch) Ohybová frekvence [8]

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p}$$

$$f = \frac{2000 \cdot \frac{5040}{191}}{3150}$$

$$f = \frac{3200}{191} \text{ s}^{-1} = 16,754 \text{ s}^{-1}$$

i) Obvodová síla [8]

$$F_o = \frac{102 \cdot P \cdot 9,81}{v}$$

$$F_o = \frac{102 \cdot 44,7 \cdot 9,81}{\frac{5040}{191}}$$

$$F_o = 1695,038 \text{ N}$$

j) Pracovní předpětí řemenů [8]

$$F_u = 1,75 \cdot F_o$$

$$F_u = 1,75 \cdot 1695,038$$

$$F_u = 2966,317 \text{ N}$$

k) Meze seřízení osově vzdálenosti [8]

Mez seřízení osově vzdálenosti řemenic ve směru od sebe, tj. napínání:

$$x \geq 0,03 \cdot L_p$$

$$x \geq 0,03 \cdot 3150$$

$$x \geq 94,5 \text{ mm}$$

Mez seřízení osově vzdálenosti řemenic ve směru k sobě, tj. povolování:

$$y \geq 0,015 \cdot L_p$$

$$y \geq 0,015 \cdot 2800$$

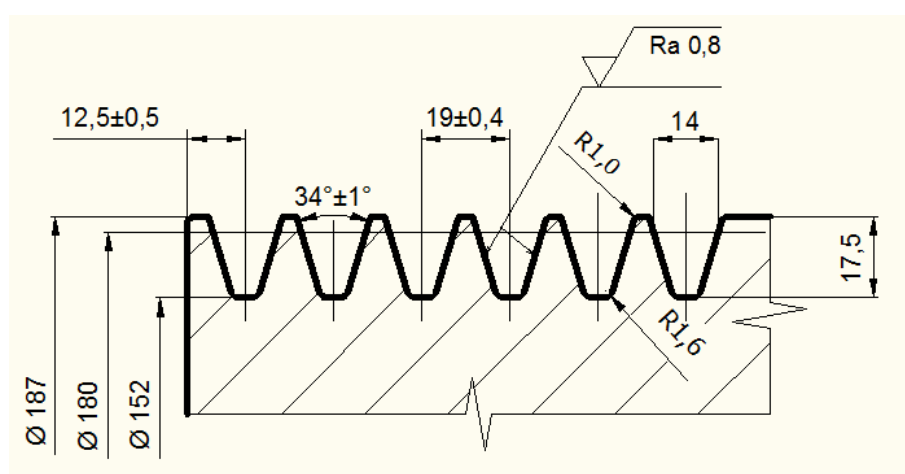
$$y \geq 42 \text{ mm}$$

Na základě těchto výpočtů bude převod složen z řemenice na motoru, která bude mít průměr roztečné kružnice vñence 180 mm, řemenice na generátor, s průměrem roztečné kružnice 420 mm a 6 x ŘEMEN SPB – 3172 L_a ČSN 02 3112. Vzhledem k rozměrům všech částí a usnadnění demontáže řemenů bude napínání řemenů řešeno napínací kladkou umístěnou na rámu „power packu“.

4.1.2 Tvarový návrh

Řemenice na spalovacím motoru

Abych mohl vytvořit řemenici, je potřeba navrhnout vñenec této řemenice. Na základě ČSN 02 3180 a programu Strojář ve verzi 3.0 jsem navrhl rozměry vñence.



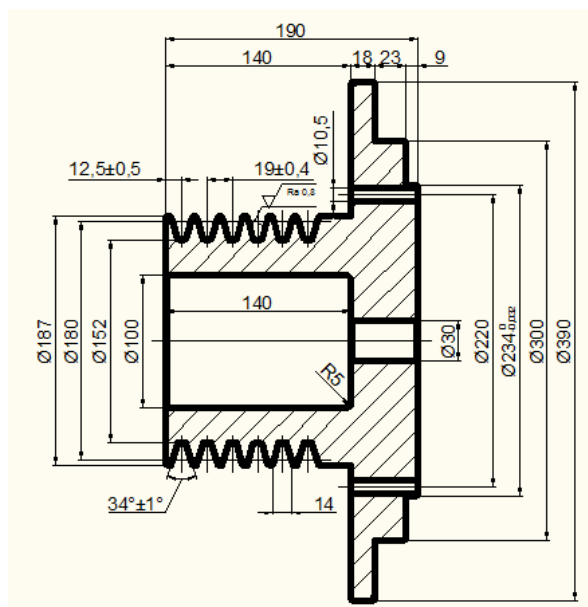
Obr. 23: Vñenec řemenice převodu spalovací motor – generátor určené na spalovací motor.

Tato řemenice bude připevněna přímo na setrvačník spalovacího motoru Perkins 404D-22T za pomoci osmi šroubů M10. Z obr. 24 je zřejmé jeho tvarové řešení a je rovněž viditelná příruba, která zřejmě dříve sloužila k připevnění převodové skříně.



Obr. 24: Setrvačník spalovacího motoru Perkins 404D-22T.

Na základě analýzy setrvačníku, příruby i nástavby, která na setrvačníku doposud byla, jsem se rozhodl pro návrh řemenice v dimenzích uvedených na obr. 25. Je z něj patrné tvarování řemenice pro uchycení na setrvačníku i provedení odlehčení. Středění je zajištěno za pomoci vložení do osazení.



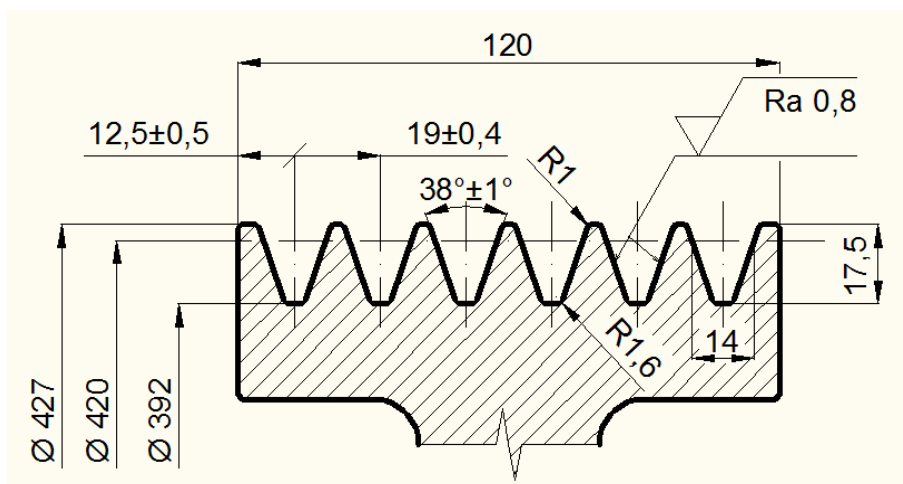
Obr. 25: Řez řemenicí převodu spalovací motor – generátor určenou na spalovací motor (výkres SYK095-D-001).

Pro výrobu bude použita konstrukční ocel 11 500, stejně jako u všech dalších řemenic. Z výpočtů v programu Autodesk Inventor Profesional vyplývá, že její hmotnost bude

48,852 kg, což vzhledem k hmotnosti setrvačníku a vzdálenosti od nejbližšího ložiska klikového hřídele nebude představovat takový přídatný moment, aby došlo k poškození ložisek spalovacího motoru.

Řemenice na generátoru

Vzhledem k tomu, že se věnce řemenice na hnací a hnané hřídeli mírně liší, provedl jsem na základě ČSN 02 3180 a programu Strojář ve verzi 3.0 návrh rozměrů věnce.



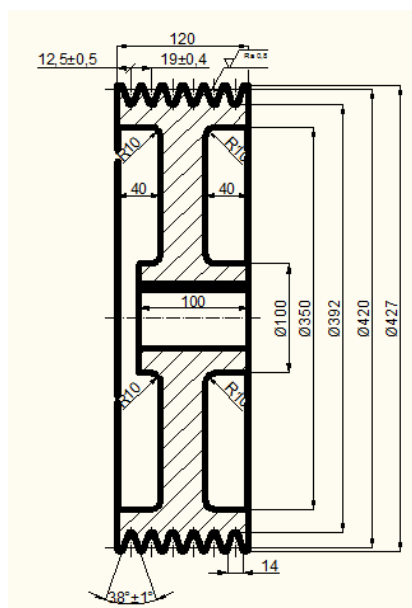
Obr. 26: Věnce řemenice převodu spalovací motor – generátor určené na generátor.

V případě této řemenice bylo možné přistoupit k tradičnímu tvaru řemenice, která je uložena na válcovém hřídeli s perem. Hřídel generátoru, na kterou má být řemenice připevněna je na obr. 26.



Obr. 26: Hřídel trakčního generátoru LSH 400.

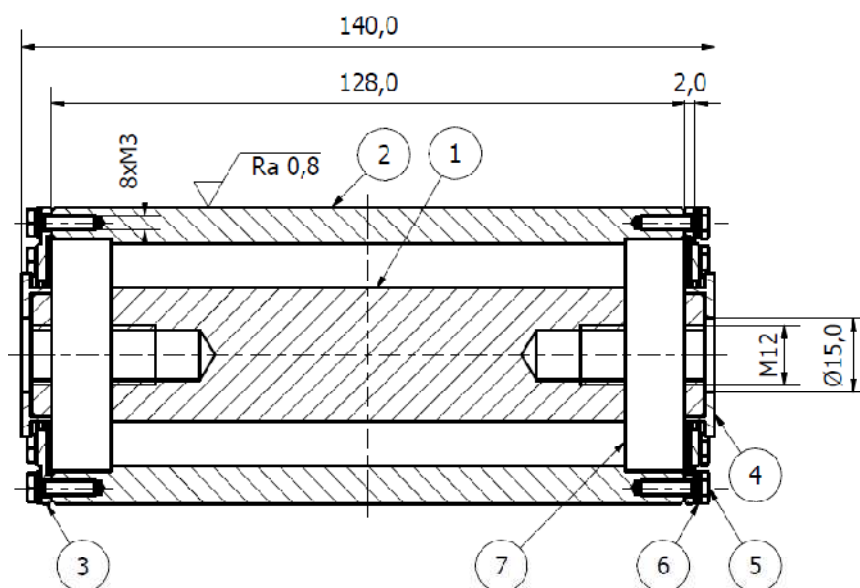
Na základě analýzy hřídele a různých možných řešení jsem se po konzultacích s pracovníky údržby rozhodl pro přechodné uložení náboje K6 a zajištění řemenice na hřídeli pomocí příložky a závitu M10 vytvořeného v hřídeli.



Obr. 27: Řez řemenicí převodu spalovací motor – generátor určenou na spalovací motor (výkres SYK095-D-002).

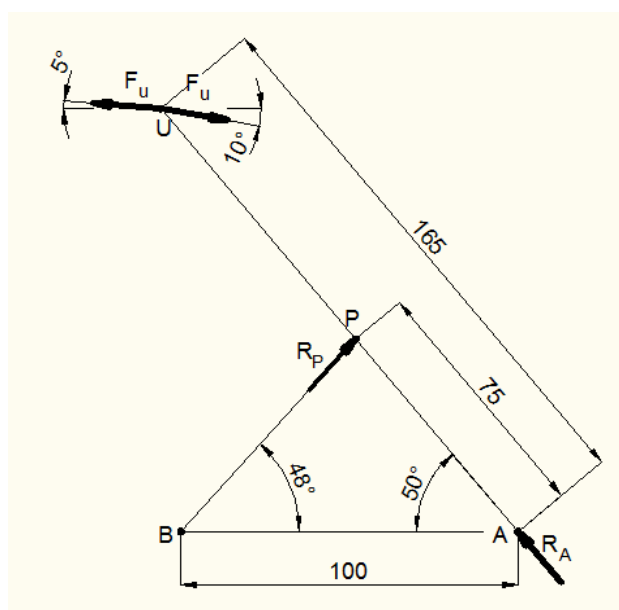
Napínací kladka převodu spalovací motor - generátor

Pro napínání řemenů navrhují napínací kladku, jelikož napínání řemenů za pomoci posunu spalovacího motoru nebo generátoru je z praktického hlediska nesmysl. Celek napínací kladky se bude skládat ze základny, která bude vzhledem k šířce řemenů tvořena profilem U 140x30x3 ČSN EN 10162, tří os, tělesa samotné napínací kladky a závitové tyče, na níž bude vinutá pružina, která bude díky maticím a podložkám zajišťovat potřebné napínání řemenů. Toto řešení volím proto, aby bylo co nejvíce dílů napínací kladky snadno opravitelných, resp. vyměnitelných. Samotnou kladku (viz obr. 28) jsem navrhl jako sestavu vnější kladky (2), hřídele (1), dvou ložisek 6005 (7), prášnicku (3), jenž je přišroubován k vnější kladce pomocí šroubů M3x12 (5) a pružných podložek (6) a příložky (4). Příložka spolu s prášnickem tvoří labyrint proti vnikání nečistot k ložisku.



Obr. 28: Těleso samotné napínací kladky - výkres SYK095-D-003 (1 – hřídel, 2 – vnější kladka, 3 – prášník, 4 – příložka, 5 – šroub M3x12, 6 – pružná podložka, 7 – ložisko DIN 625 – 6005).

Při návrhu vinuté pružiny vycházím z následující úvahy. Osou vzdálenost os 1 a 2 (body A a B) navrhují 100 mm a os 1 a 3 75 mm (body A a P). Působí síly pracovního předpětí uvažují ve vzdálenosti 165 mm na vnějším povrchu kladky v bodě U, kdy z doplňkového úhlu γ předpokládám úhel pracovního předpětí ve směru od hnací řemenice 5° a od hnané řemenice 10° . Pracovní úhel vahadel vůči vodorovné ose předpokládám 50° .



Obr. 29: Předpokládané rozložení sil na napínací kladce převodu spalovací motor - generátor.

Jak je vidno, síly od pracovního předpětí řemenů zachytává v bodě A u ložení osy 1 a v uložení osy 2 v bodě B za pomoci pružiny, která působí v bodě P. Silové rovnice a momentová rovnice k bodu A budou následující:

$$\begin{aligned} -R_A \cdot \cos 50^\circ + R_P \cdot \cos 48^\circ - F_u \cdot \cos 5^\circ + F_u \cdot \cos 10^\circ &= 0 \\ R_A \cdot \sin 50^\circ + R_P \cdot \sin 48^\circ + F_u \cdot \sin 5^\circ - F_u \cdot \sin 10^\circ &= 0 \\ -R_P \cdot \cos 48^\circ \cdot \frac{75}{\sin 50^\circ} - R_P \cdot \sin 48^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ} + F_u \cdot \cos 5^\circ \cdot \frac{165}{\sin 50^\circ} - F_u \cdot \sin 5^\circ \cdot \frac{165}{\cos 50^\circ} - F_u \cdot \cos 10^\circ \cdot \frac{165}{\sin 50^\circ} + F_u \cdot \sin 10^\circ \cdot \frac{165}{\cos 50^\circ} &= 0 \end{aligned}$$

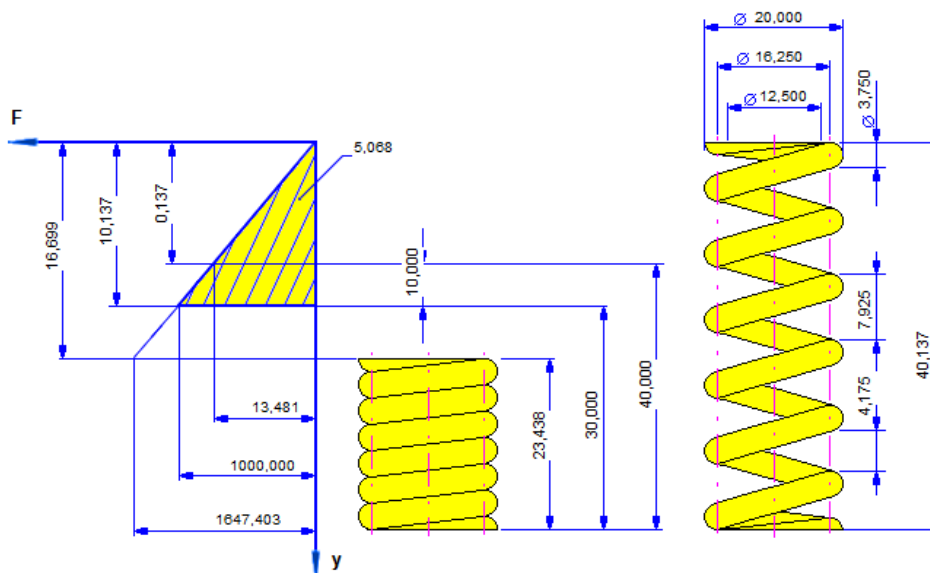
Sílu v pružině si můžeme vyjádřit z momentové rovnice:

$$\begin{aligned} -R_P \cdot \cos 48^\circ \cdot \frac{75}{\sin 50^\circ} - R_P \cdot \sin 48^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ} + F_u \cdot \left(\cos 5^\circ \cdot \frac{165}{\sin 50^\circ} - \sin 5^\circ \cdot \frac{165}{\cos 50^\circ} - \cos 10^\circ \cdot \frac{165}{\sin 50^\circ} + \sin 10^\circ \cdot \frac{165}{\cos 50^\circ} \right) &= 0 \\ R_P &= \frac{F_u \cdot \left(\frac{165}{\sin 50^\circ} (\cos 5^\circ - \cos 10^\circ) + \frac{165}{\cos 50^\circ} (-\sin 5^\circ + \sin 10^\circ) \right)}{\cos 48^\circ \cdot \frac{75}{\sin 50^\circ} + \sin 48^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ}} \\ R_P &= \frac{2966,317144 \cdot \left(\frac{165}{\sin 50^\circ} (\cos 5^\circ - \cos 10^\circ) + \frac{165}{\cos 50^\circ} (-\sin 5^\circ + \sin 10^\circ) \right)}{\cos 48^\circ \cdot \frac{75}{\sin 50^\circ} + \sin 48^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ}} \\ R_P &= \frac{73133,913170}{\cos 48^\circ \cdot \frac{75}{\sin 50^\circ} + \sin 48^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ}} \\ R_P &= 480,445 \text{ N} \end{aligned}$$

Reakce v uložení osy 1 bude:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{R_P \cdot \cos 48^\circ + F_u \cdot (-\cos 5^\circ + \cos 10^\circ)}{\cos 50^\circ} \\ R_A &= \frac{480,445 \cdot \cos 48^\circ + 2966,317 \cdot (-\cos 5^\circ + \cos 10^\circ)}{\cos 50^\circ} \\ R_A &= 552,683 \text{ N} \end{aligned}$$

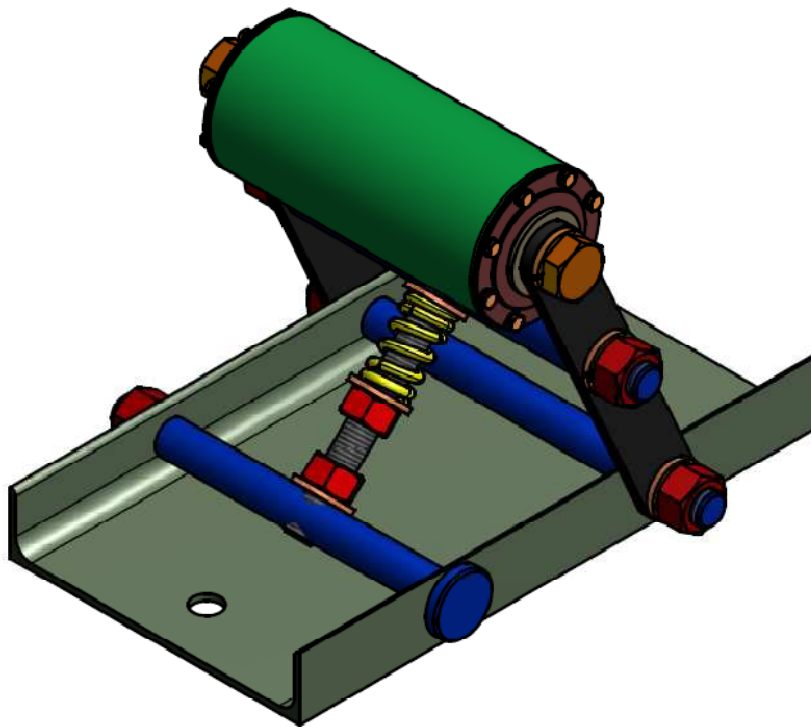
Provozní sílu pružiny tedy volím 500 N s tím, že maximální zatížení pružiny může dosáhnout až 1000 N. Na základě těchto údajů a toho, že bude na závitové tyči M12, vytvořím pomocí programu Autodesk Inventor pružinu s vnitřním průměrem 12,5 mm a délkou s minimálním zatížením 40 mm a pracovním zdvihem 10 mm.



Obr. 30: Základní charakteristiky pružiny napínací kladky převodu spalovací motor – generátor vygenerované programem Autodesk Inventor dle ČSN EN 13906-1.

Pružina bude vyrobena dle ČSN EN 13906-1 z drátu DIN 17 223 o průměru 3,75 mm a bude mít tuhost 98,652 N.mm⁻¹.

Na základě všech těchto údajů přistoupím k návrhu ostatních dílů kladky. Sestavený celek napínací kladky převodu spalovací motor – generátor je na obr. 31.



Obr. 31: Celek napínací kladky převodu spalovací motor – generátor (výkres SYK095-D-004).

4.2 Návrh řemenic pro převod spalovací motor – kompresor

Tímto převodem budu snižovat jmenovité otáčky spalovacího motoru, které jsou 2800 min⁻¹, na jmenovité otáčky kompresoru ORLIK 3 DSK 75, které jsou 1800 min⁻¹. Na základě otáček spalovacího motoru a přenášeného výkonu 7,9 kW volím dle [8] řemen A (dříve 13x8).

4.2.1 Výpočty

a) Převodový poměr [9]

$$\begin{aligned}i &= \frac{n_d}{n_D} \\i &= \frac{2800}{1800} \\i &= \frac{14}{9} = 1,556\end{aligned}$$

b) Výpočtový průměr hnací řemenice [9]

Zde vycházím z tabelárního minimálního výpočtového průměru, který je pro řemen A 90 mm a zvolené obvodové rychlosti z rozmezí 20 až 30 m.s⁻¹. Pro mnou navrhovaný převod volím obvodovou rychlost 20 m.s⁻¹.

$$d_p = \frac{60000 \cdot v_1}{\pi \cdot n_1}$$
$$d_p = \frac{60000 \cdot 20}{\pi \cdot 2800}$$
$$d_p = 136,4 \text{ mm}$$

Na základě normalizovaných výpočtových průměrů volím nejbližší výpočtový průměr 140 mm.

c) Výpočtový průměr hnané řemenice [9]

$$D_p = d_p \cdot i$$
$$D_p = 140 \cdot \frac{14}{9}$$
$$D_p = \frac{1960}{9} \text{ mm} = 217,8 \text{ mm}$$

d) Skutečný převodový poměr [9]

Pro výpočet skutečného převodového poměru použiji hodnotu skluzu 0,02, která odpovídá řemeni typu Industrial.

$$i_{sk} = \frac{D_p}{d_p \cdot (1 - s)}$$
$$i_{sk} = \frac{224}{140 \cdot (1 - 0,02)}$$
$$i_{sk} = \frac{80}{49} = 1,633$$

e) Skutečná obvodová rychlost [9]

$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{60}$$
$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot 0,140 \cdot 2800}{60}$$
$$v_{sk} = 20,525 \text{ m.s}^{-1}$$

f) Skutečné otáčky hnané řemenice při jmenovitých otáčkách spalovacího motoru [9]

$$n_{D_{sk}} = \frac{n_d}{i_{sk}}$$

$$n_{D_{sk}} = \frac{2800}{\frac{80}{49}}$$

$$n_{D_{sk}} = 1715 \text{ min}^{-1}$$

g) Minimální a maximální osová vzdálenost [9]

$$A_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_p - d_p)$$

$$A_{\min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (224 - 140)$$

$$A_{\min} = 42\sqrt{2} \text{ mm} = 59,4 \text{ mm}$$

$$A_{\max} = 2 \cdot (d_p + D_p)$$

$$A_{\max} = 2 \cdot (140 + 224)$$

$$A_{\max} = 728 \text{ mm}$$

Pro další výpočet volím osovou vzdálenost 500 mm.

h) Úhel opásání hnací řemenice a doplňkový úhel [9]

$$\beta_d = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_p - d_p}{2 \cdot A}\right)$$

$$\beta_d = 2 \cdot \arccos\left(\frac{224 - 140}{2 \cdot 500}\right)$$

$$\beta_d = 170,363^\circ$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta_d}{2}$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{170,363^\circ}{2}$$

$$\gamma = 4,819^\circ$$

ch) Úhel opásání hnané řemenice [9]

$$\beta_D = 180^\circ + 2 \cdot \gamma$$

$$\beta_D = 180^\circ + 2 \cdot 4,818523^\circ$$

$$\beta_D = 189,637^\circ$$

i) Výpočtová délka řemene [9]

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\beta_d}{2} + \pi \cdot d_p \cdot \frac{\beta_d}{360^\circ} + \pi \cdot D_p \cdot \frac{\beta_D}{360^\circ}$$

$$L_p' = 2 \cdot 500 \cdot \sin \frac{170,363^\circ}{2} + \pi \cdot 140 \cdot \frac{170,363^\circ}{360^\circ} + \pi \cdot 224 \cdot \frac{189,637^\circ}{360^\circ}$$

$$L_p' = 1575,3 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 3110 je řemen s nejbližší výpočtovou délkou řemen o výpočtové délce 1600 mm.

j) Skutečná osová vzdálenost

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (d_p + D_p) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180^\circ} \cdot (D_p - d_p)}{2 \cdot \sin \frac{\beta_d}{2}}$$

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot 1600 - \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 224) - \frac{\pi \cdot 4,819^\circ}{180^\circ} \cdot (224 - 140)}{2 \cdot \sin \frac{170,363^\circ}{2}}$$

$$A_{sk} = 544,5 \text{ mm}$$

Skutečná osová vzdálenost bude tedy 545 mm.

k) Stanovení potřebného počtu řemenů [9]

Z [strojnické tabulky] určím následující hodnoty:

- Součinitel úhlu opásání $c_1 = 0,98$
- Součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,4$
- Součinitel délky klínového řemene $c_3 = 0,99$
- Součinitel počtu řemenů $c_4 = 0,95$ (předpoklad dvou až tří řemenů)
- Výkon přenášený jedním řemenem $P_r = 3,6 \text{ kW}$

$$P_{r_{sk}} = P_r \cdot \frac{c_1 \cdot c_3}{c_2}$$

$$P_{r_{sk}} = 3,6 \cdot \frac{0,98 \cdot 0,99}{1,4}$$

$$P_{r_{sk}} = 2,495 \text{ kW}$$

$$z = \frac{P}{P_{r_{sk}} \cdot c_4}$$

$$z = \frac{7,9}{2,495 \cdot 0,95}$$

$$z = 3,333$$

S ohledem na dimenzování skutečného výkonu přeneseného jedním řemenem mohu pro tento převod použít tři řemeny. Bude se tedy jednat o 3 x ŘEMEN A – 1600 ČSN 02 3110.

I) Pracovní předpětí řemenů [9]

Pro výpočet pracovního předpětí řemene je třeba nejprve vypočítat:

- Přenášenou obvodovou sílu:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_K}{d_p}$$
$$F_o = \frac{2 \cdot 33}{0,140}$$
$$F_o = 471,429 \text{ N}$$

- Součinitel vláknového tření (součinitel tření mezi pryžovým řemenem a ocelovou řemenicí $f_0 = 0,35$):

$$f_v = f_0 + 0,012 \cdot v_1$$
$$f_v = 0,35 + 0,012 \cdot 20,525072$$
$$f_v = 0,596301$$

- Součinitel tření v klínové drážce

$$f_k = \frac{f_v}{\sin \frac{\beta_d}{2}}$$
$$f_k = \frac{0,596301}{\sin \frac{170,362953^\circ}{2}}$$
$$f_k = 0,598416$$

- Bezpečnost proti prokluzu volím 1,5.

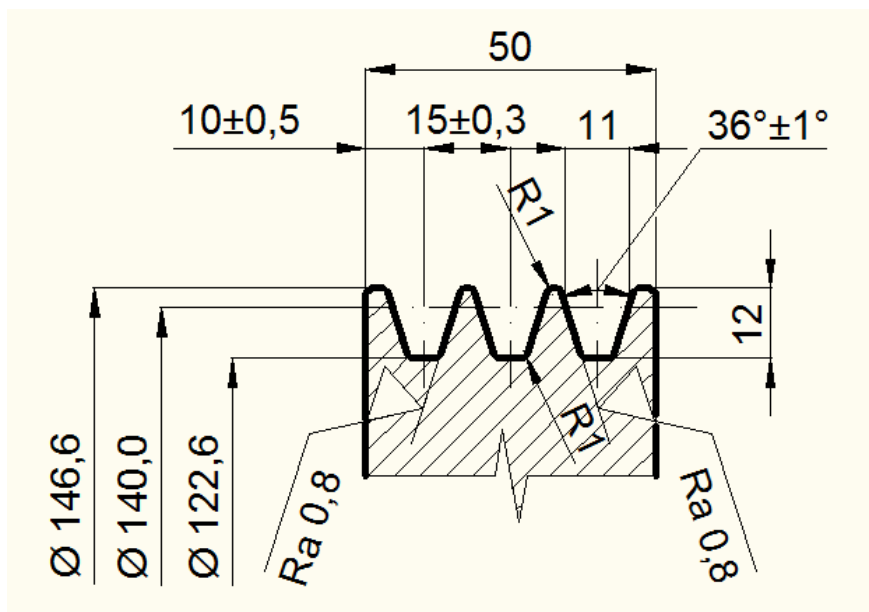
Nyní mohu vypočítat pracovní předpětí:

$$F_u = k \cdot \frac{F_o}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \beta_d} + 1}{e^{f_k \cdot \beta_d} - 1}$$
$$F_u = 1,5 \cdot \frac{471,429}{2} \cdot \frac{e^{0,598416 \cdot 2,973394} + 1}{e^{0,598416 \cdot 2,973394} - 1}$$
$$F_u = 497,129 \text{ N}$$

4.2.2 Tvarový návrh

Řemenice na spalovacím motoru

V rámci návrhu řemenice je prvním krokem návrh tvaru věnce. Zde bude použit věnec dle ČSN 02 3180. Na základě této normy a za pomoci programu Strojář verze 3.0 jsem navrhl následující věnec řemenice.



Obr. 32: Větec řemenice převodu spalovací motor – kompresor určené na spalovací motor.

Řemenice určená k převodu spalovací motor – kompresor na spalovací motor bude nahrazovat současnou řemenici, která momentálně nemá využití. Její uchycení na hřídeli spalovacího motoru bude řešeno přes řemenici, určenou pro pohon alternátoru a ventilátoru. Na tuto řemenici ji bude možno připevnit trojicí šroubů, jak je vidno z obr. 34.

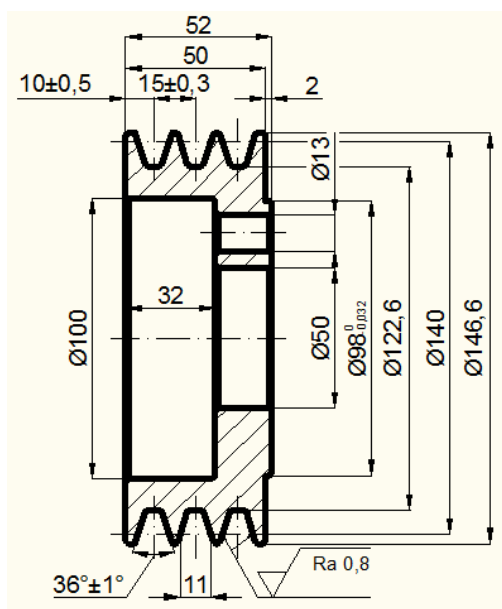


Obr. 33: Současný stav předního výstupu krouticího momentu ze spalovacího motoru Perkins 404D-22T



Obr. 34: Řemenice určená pro pohon alternátoru a ventilátoru.

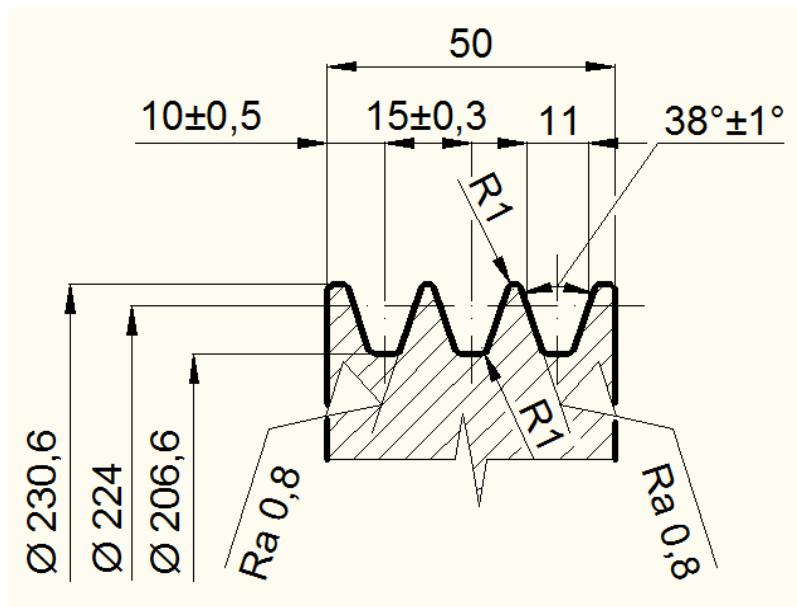
Na základě analýzy současné řemenice, jsem dospěl k návrhu, jenž je na obr. 35, který tvarově vychází z této odebrané řemenice. Toto její řešení značně snižuje její hmotnost a velmi usnadňuje případnou demontáž.



Obr. 35: Řez řemenicí převodu spalovací motor – kompresor určenou na spalovací motor (výkres SYK095-D-005).

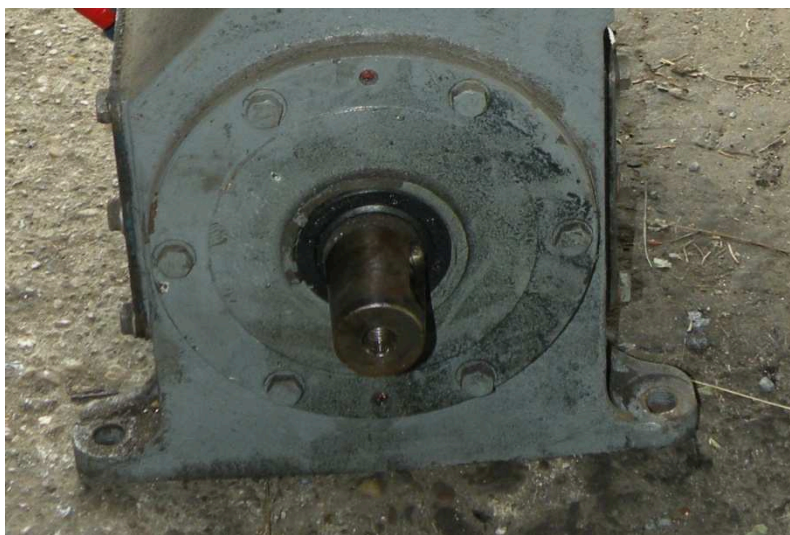
Řemenice na kompresoru

I v tomto případě se mírně liší věnec řemenice pro spalovací motor a generátor. Proto jsem opět provedl na základě ČSN 02 3180 a programu Strojář ve verzi 3.0 návrh rozměrů věnce řemenice.



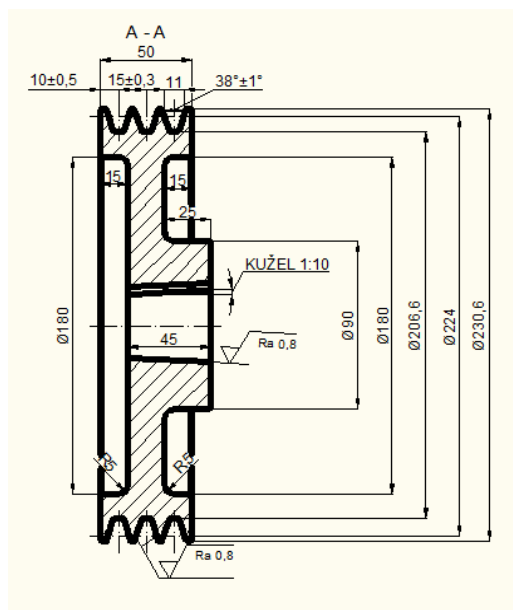
Obr. 36: Věnec řemenice převodu spalovací motor – generátor určené na generátor.

V tomto případě bude řemenice uložena na kuželovém hřídeli s perem. Kužel hřídele je 1:10.



Obr. 37: Hřídel kompresoru ORLIK 3 DSK 75.

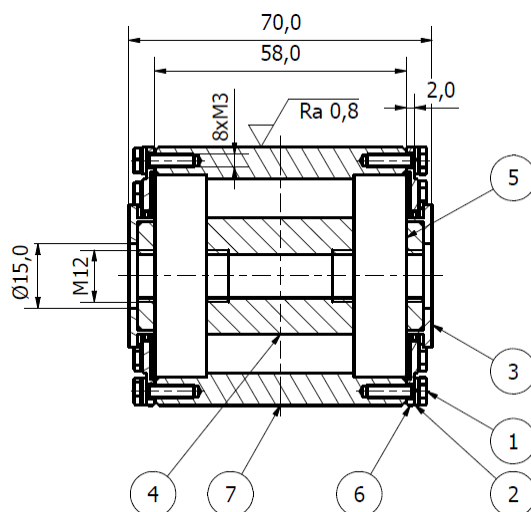
Řemenice bude na této hřídeli zajištěna příložkou a šroubem. Se zohledněním potřebného tvarování řemenice, vzhledem k poloze hřídele a kompresoru a dalším faktorům jsem vytvořil následující tvarování řemenice.



Obr. 38: Řez řemenicí převodu spalovací motor – generátor určenou na spalovací motor (výkres SYK095-D-006).

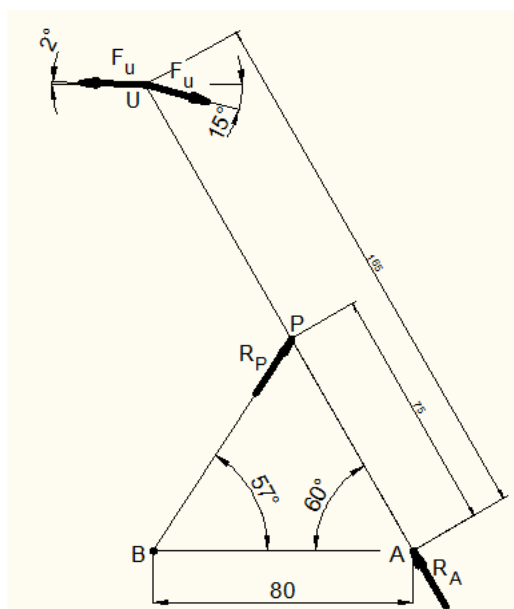
Napínací kladka převodu spalovací motor - generátor

Byť by bylo možné řešit napínání řemenů za pomoci posunu kompresoru, není dle mne tato možnost vhodná. Napínání za pomoci kompresoru by bylo nepraktické z mnoha důvodů. Proto i v tomto převodu navrhuji napínací kladku. Vzhledem k jednotnosti dílů navrhuji samotnou kladku ve stejné podobě, jako u napínací kladky převodu spalovací motor – generátor, jen se změněnou šířkou a dutým hřídelem.



Obr. 39: Těleso samotné napínací kladky – výkres SYK095-D-007 (1 – hřídel, 2 – vnější kladka, 3 – prášník, 4 – příložka, 5 – šroub M3x12, 6 – pružná podložka, 7 – ložisko DIN 625 – 6005).

Při návrhu vinuté pružiny napínací kladky vycházím z následující úvahy. Osovou vzdálenost os 1 a 2 (body A a B) navrhnuji 80 mm a os 1 a 3 75 mm (body A a P). Působí síly pracovního předpětí uvažuji ve vzdálenosti 165 mm na vnějším povrchu kladky v bodě U, kdy při pracovním úhlu vahadel vůči vodorovné ose, předpokládám z doplňkového úhlu γ úhel pracovního předpětí ve směru od hnací řemenice 2° a od hnané řemenice 15° .



Obr. 40: Předpokládané rozložení sil na napínací kladce převodu spalovací motor - generátor.

Jak je vidno, síly od pracovního předpětí řemenů zachytává v bodě A u ložení osy 1 a v uložení osy 2 v bodě B za pomoci pružiny, která působí v bodě P. Silové rovnice a momentová rovnice k bodu A budou následující:

$$\begin{aligned} -R_A \cdot \cos 60^\circ + R_P \cdot \cos 57^\circ - F_u \cdot \cos 2^\circ + F_u \cdot \cos 15^\circ &= 0 \\ R_A \cdot \sin 60^\circ + R_P \cdot \sin 57^\circ + F_u \cdot \sin 2^\circ - F_u \cdot \sin 15^\circ &= 0 \\ -R_P \cdot \cos 57^\circ \cdot \frac{75}{\sin 60^\circ} - R_P \cdot \sin 57^\circ \cdot \frac{75}{\cos 50^\circ} + F_u \cdot \cos 2^\circ \cdot \frac{165}{\sin 60^\circ} - F_u \cdot \sin 2^\circ \cdot \frac{165}{\cos 60^\circ} - F_u \cdot \cos 15^\circ \cdot \frac{165}{\sin 60^\circ} + F_u \cdot \sin 15^\circ \cdot \frac{165}{\cos 60^\circ} &= 0 \end{aligned}$$

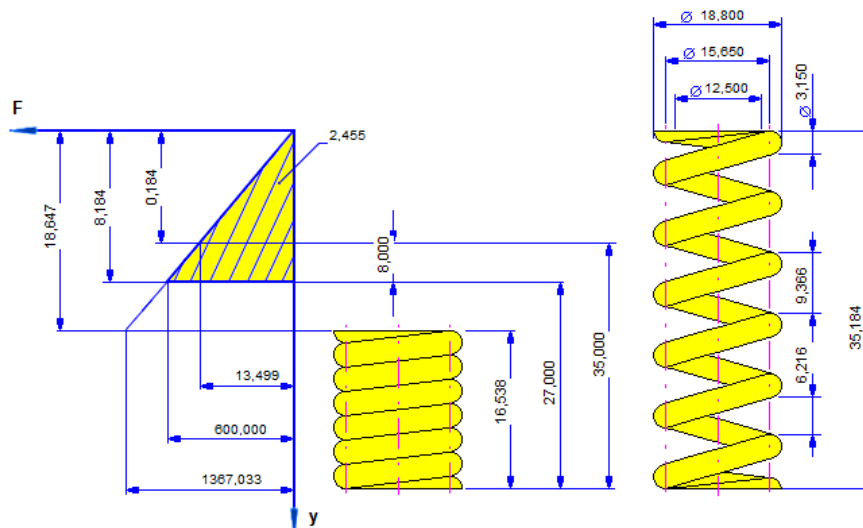
Sílu v pružině si můžu vyjádřit z momentové rovnice:

$$\begin{aligned} -R_P \cdot \cos 57^\circ \cdot \frac{75}{\sin 60^\circ} - R_P \cdot \sin 57^\circ \cdot \frac{75}{\cos 60^\circ} + F_u \cdot \left(\cos 2^\circ \cdot \frac{165}{\sin 60^\circ} - \sin 2^\circ \cdot \frac{165}{\cos 60^\circ} - \cos 15^\circ \cdot \frac{165}{\sin 60^\circ} + \sin 15^\circ \cdot \frac{165}{\cos 60^\circ} \right) &= 0 \\ R_P &= \frac{F_u \cdot \left(\frac{165}{\sin 60^\circ} (\cos 2^\circ - \cos 15^\circ) + \frac{165}{\cos 60^\circ} (-\sin 2^\circ + \sin 15^\circ) \right)}{\cos 57^\circ \cdot \frac{75}{\sin 60^\circ} + \sin 57^\circ \cdot \frac{75}{\cos 60^\circ}} \\ R_P &= \frac{497,128542 \cdot \left(\frac{165}{\sin 60^\circ} (\cos 2^\circ - \cos 15^\circ) + \frac{165}{\cos 60^\circ} (-\sin 2^\circ + \sin 15^\circ) \right)}{\cos 57^\circ \cdot \frac{75}{\sin 60^\circ} + \sin 57^\circ \cdot \frac{75}{\cos 60^\circ}} \\ R_P &= \frac{39904,204790}{\cos 57^\circ \cdot \frac{75}{\sin 60^\circ} + \sin 57^\circ \cdot \frac{75}{\cos 60^\circ}} \\ R_P &= 230,703 \text{ N} \end{aligned}$$

Reakce v uložení osy 1 bude:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{R_P \cdot \cos 57^\circ + F_u \cdot (-\cos 2^\circ + \cos 15^\circ)}{\cos 60^\circ} \\ R_A &= \frac{230,703205 \cdot \cos 57^\circ + 497,128542 \cdot (-\cos 2^\circ + \cos 15^\circ)}{\cos 60^\circ} \\ R_A &= 218,027 \text{ N} \end{aligned}$$

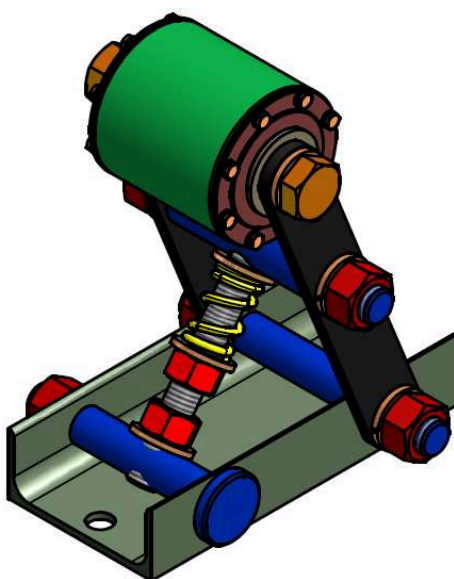
Provozní sílu pružiny na základě výše uvedeného výpočtu volím 300 N s tím, že maximální zatížení pružiny může dosáhnout až 600 N. Na základě těchto údajů a toho, že bude na závitové tyči M12, vytvořím pomocí programu Autodesk Inventor pružinu s vnitřním průměrem 12,5 mm a délkou s minimálním zatížením 35 mm a pracovním zdvihem 8 mm.



Obr. 41: Základní charakteristiky pružiny napínací kladky převodu spalovací motor – kompresor vygenerované programem Autodesk Inventor dle ČSN EN 13906-1.

Pružina bude vyrobena dle ČSN EN 13906-1 z drátu DIN 17 223 o průměru 3,15 mm a bude mít tuhost $73,313 \text{ N.mm}^{-1}$.

Na základě všech těchto údajů přistoupím k návrhu ostatních dílů kladky. Výsledný návrh je na obr. 42.



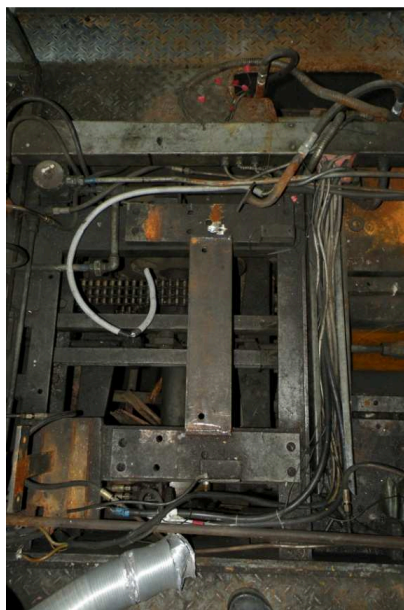
Obr. 42: Celek napínací kladky převodu spalovací motor – kompresor (SYK095-D-008).

4.3 Návrh rámu „power pack“

Aby bylo možné jednoduše demontovat spalovací motor, generátor a kompresor a zároveň zajistit jejich souosost a správné ustavení, je vhodné umístit tyto části na společný rám.

Uspořádání v současném stavu nepřípadá v úvahu, a proto jsem zvolil uspořádání dle obr. 22.

Abych mohl začít s návrhem, musím provést analýzu prostoru, do kterého bude „power pack“ umístěn. „Power pack“ se bude nacházet v přední kapotě, kde bude umístěn mezi skříní elektrické výzbroje a kabinou strojvedoucího. Zde je pro zástavbu prostor o délce 1130 mm, šířce 1700 mm. Pro uchycení rámu bude sloužit nástavba, která již na rámu je a na které byl uchycen původní agregát.



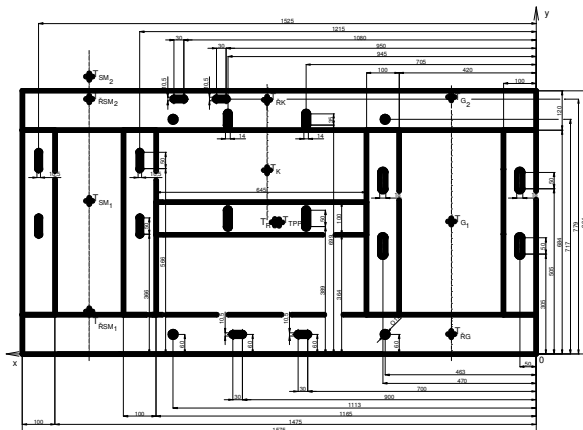
Obr. 43: Nástavba na rámu TU24.001

Z nástavby budou odstraněny všechny nežádoucí části (různé úchyty apod.). Jelikož je tato nástavba nízko, bude třeba rám oproti ní vyvýšit o nejméně 110 mm. K tomu využiji dva profily U 120x60x5 ČSN EN 10162 postavené na kratší stranu, které budou k této nástavbě připevněny svary. Hlavní příčníky budou z profilu U 120x60x5 ČSN EN 10162 a ostatní podélníky a příčníky z profilu U 100x50x5 ČSN EN 10162.

4.3.1 Návrh půdorysu

Na základě obr. 22 jsem navrhl rozmístění spalovacího motoru, generátoru, kompresoru a napínacích kladek na rámu. Pro upevnění rámu na přidané profily U 120x60x5 ČSN EN 10162 na nástavbu rámu vozidla použiji čtyři šrouby M16. Pro tlumení vibrací z „power

packu“ použiji pryžové silentbloky o tloušťce 20 mm, které budou mezi profilem U 120x60x5 ČSN EN 10162 a rámem „power packu“.



Obr. 44: Návrh půdorysu rámu „power packu“ (výkres SYK095-D-009)

Na obr. 44 je vyobrazen návrh půdorysu rámu „power packu“, kde jsou zaznačeny rozměry rámu, umístění otvorů pro uchycení spalovacího motoru, generátoru a kompresoru. Jsou zde rovněž zaznačena těžiště jednotlivých dílů, která jsem zjistil u těles, která to umožňovala grafickým řešením v programu Autodesk AutoCAD a u řemenic a rámu výpočtem těžiště za pomoci vestavěné funkce programu Autodesk Inventor. Tato těžiště budu potřebovat pro kontrolu umístění těžiště, které musí být co nejbližší místu teoretického požadovaného těžiště „power packu“, které jsem zjistil rovněž grafickou metodou z umístění rámu na profilu U 120x60x5 ČSN EN 10162.

4.3.2 Kontrola těžiště „power packu“

Pro tento výpočet je nutné vyjít z hmotnosti jednotlivých částí.

Tab. 16: Hmotnosti částí na obr. 44.

Hmotnost první části generátoru m_{G1} [kg]	300
Hmotnost druhé části generátoru m_{G2} [kg]	50
Hmotnost kompresoru m_K [kg]	68
Hmotnost rámu m_R [kg]	68,831
Hmotnost první části spalovacího motoru m_{SM1} [kg]	180
Hmotnost druhé části spalovacího motoru m_{SM2} [kg]	48
Hmotnost řemenice generátoru m_{RG} [kg]	65,618
Hmotnost řemenice kompresoru m_{RK} [kg]	9,512
Hmotnost řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – generátor m_{RSM1} [kg]	48,852
Hmotnost řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – kompresor m_{RSM2} [kg]	3,273
Celková hmotnost „power packu“ [kg]	842,086

Na základě obr. 44 si také sestavím tabulku hodnot vzdáleností těžišť jednotlivých částí od počátku mnou zvoleného souřadnicového systému. Počátek souřadnicového systému je označen jako 0.

Tab. 17: Souřadnice těžišť.

Těžiště	x_i	y_i
První části generátoru T_{G1} [mm]	260	405
Druhé části generátoru T_{G2} [mm]	260	785
Kompresoru T_K [mm]	825	561,5
Rámu T_R [mm]	801	402,5
První části spalovacího motoru T_{SM1} [mm]	1370	467,5
Druhé části spalovacího motoru T_{SM2} [mm]	1370	847,5
Řemenice generátoru T_{RG} [mm]	260	60,6
Řemenice kompresoru T_{RK} [mm]	825	776,5
Řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – generátor T_{RSM1} [mm]	1370	130
Řemenice spalovacího motoru pro převod spalovací motor – kompresor T_{RSM2} [mm]	1370	779

Při výpočtu těžiště a tíhy celého „power packu“ použiji tyto vzorce:

$$G_C = \sum_i^n G_i$$

$$x_T = \frac{\sum_i^n G_i \cdot x_i}{\sum_i^n G_i}$$

$$y_T = \frac{\sum_i^n G_i \cdot y_i}{\sum_i^n G_i}$$

- Celková tíha „power packu“:

$$G_C = g \cdot (m_{G1} + m_{G2} + m_K + m_R + m_{SM1} + m_{SM2} + m_{RG} + m_{RK} + m_{RSM1} + m_{RSM2})$$

$$G_C = 9,81 \cdot (300 + 50 + 68 + 68,831 + 180 + 48 + 65,618 + 9,512 + 48,852 + 3,273)$$

$$G_C = 8260,864 \text{ N}$$

- Vzdálenost těžiště od počátku na ose x:

$$x_T = \frac{g \cdot (m_{G1} \cdot x_{TG1} + m_{G2} \cdot x_{TG2} + m_K \cdot x_{TK} + m_R \cdot x_{TR} + m_{SM1} \cdot x_{TSM1} + m_{SM2} \cdot x_{TSM2} + m_{RG} \cdot x_{TRG} + m_{RK} \cdot x_{TRK} + m_{RSM1} \cdot x_{TRSM1} + m_{RSM2} \cdot x_{TRSM2})}{g \cdot (m_{G1} + m_{G2} + m_K + m_R + m_{SM1} + m_{SM2} + m_{RG} + m_{RK} + m_{RSM1} + m_{RSM2})}$$

$$x_T = \frac{m_{G1} \cdot x_{TG1} + m_{G2} \cdot x_{TG2} + m_K \cdot x_{TK} + m_R \cdot x_{TR} + m_{SM1} \cdot x_{TSM1} + m_{SM2} \cdot x_{TSM2} + m_{RG} \cdot x_{TRG} + m_{RK} \cdot x_{TRK} + m_{RSM1} \cdot x_{TRSM1} + m_{RSM2} \cdot x_{TRSM2}}{m_{G1} + m_{G2} + m_K + m_R + m_{SM1} + m_{SM2} + m_{RG} + m_{RK} + m_{RSM1} + m_{RSM2}}$$

$$x_T = \frac{300 \cdot 260 + 50 \cdot 260 + 68 \cdot 825 + 68,831 \cdot 801 + 180 \cdot 1370 + 48 \cdot 1370 + 65,618 \cdot 260 + 9,512 \cdot 825 + 48,852 \cdot 1370 + 3,273 \cdot 1370}{300 + 50 + 68 + 68,831 + 180 + 48 + 65,618 + 9,512 + 48,852 + 3,273}$$

$$x_T = 725,5 \text{ mm}$$

- Vzdálenost těžiště od počátku na ose y:

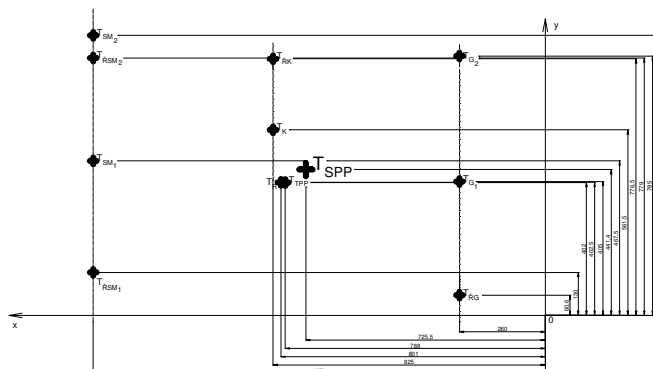
$$y_T = \frac{g \cdot (m_{G1} \cdot y_{TG1} + m_{G2} \cdot y_{TG2} + m_K \cdot y_{TK} + m_R \cdot y_{TR} + m_{SM1} \cdot y_{TSM1} + m_{SM2} \cdot y_{TSM2} + m_{RG} \cdot y_{TRG} + m_{RK} \cdot y_{TRK} + m_{RSM1} \cdot y_{TRSM1} + m_{RSM2} \cdot y_{TRSM2})}{g \cdot (m_{G1} + m_{G2} + m_K + m_R + m_{SM1} + m_{SM2} + m_{RG} + m_{RK} + m_{RSM1} + m_{RSM2})}$$

$$y_T = \frac{m_{G1} \cdot y_{TG1} + m_{G2} \cdot y_{TG2} + m_K \cdot y_{TK} + m_R \cdot y_{TR} + m_{SM1} \cdot y_{TSM1} + m_{SM2} \cdot y_{TSM2} + m_{RG} \cdot y_{TRG} + m_{RK} \cdot y_{TRK} + m_{RSM1} \cdot y_{TRSM1} + m_{RSM2} \cdot y_{TRSM2}}{m_{G1} + m_{G2} + m_K + m_R + m_{SM1} + m_{SM2} + m_{RG} + m_{RK} + m_{RSM1} + m_{RSM2}}$$

$$y_T = \frac{300.405 + 50.785 + 68.561,5 + 68.831.402,5 + 180.467,5 + 48.847,5 + 65.618.60,6 + 9.512.776,5 + 48.852.130 + 3.273.779}{300 + 50 + 68 + 68,831 + 180 + 48 + 65,618 + 9,512 + 48,852 + 3,273}$$

$$y_T = 441,4 \text{ mm}$$

Výsledné těžiště celkové tíhy 8260,864 N bude ležet na souřadnicích (725,5 mm; 441,4 mm).



Obr. 45: Těžiště částí, rámu a celého „power packu“ (Příloha č. 2)

Dle výše uvedeného výpočtu a grafického znázornění vyplývá, že skutečné těžiště „power packu“ je blízko teoreticky požadovaného a tudíž vyhovuje. Skutečné těžiště se dá teoreticky požadovanému přiblížit vhodným posunutím rámu „power packu“ vůči nástavbě rámu vozidla, není však nezbytně nutné.

5. Provozně technické zhodnocení návrhu

Tato diplomová práce se zabývala možnostmi rekonstrukce hnacího agregátu, resp. přenosu výkonu. Na základě znalostí dnešních možností rekonstrukcí jsem navrhl možná řešení a zhodnotil jsem jejich proveditelnost.

5.1. Provozní hodnocení

Jelikož jsem se na základě výše zmíněných okolností rozhodl pro rekonstrukci v rozsahu výměny spalovacího motoru, nedojde k navýšení trakčního výkonu lokomotivy. K podstatné změně dojde v oblasti komfortu obsluhy, jelikož se výrazně sníží hluchost, jelikož motor Perkins 404D-22T je oproti původnímu motoru Tatra T114 výrazně tišší. Dalším významným prvkem rekonstrukce je výměna kompresoru, kdy dojde k náhradě poruchového a značně vibrujícího jednoválcového kompresoru typu 4122/23 za kompresor ORLIK 3 DSK 75, který má výrazně klidnější chod a také vyšší výtlačný výkon. Díky osazení spalovacího motoru, generátoru a kompresoru na společný rám dojde ke snížení vibrací, přenášených na rám vozidla, jelikož bude možné všechny tyto tři celky tlumit silentbloky, na kterých bude upevněn rám „power packu“. Dalším velmi významným dopadem rekonstrukce je umožnění jednoduché demontáže všech těchto tří celků, bez jejich jednotlivé demontáže z rámu. Díky lepšímu využití prostoru pod přední kapotou se také uvolní prostor pod pultem strojvedoucího, kde byl původně umístěn generátor a bude možné odhlučnit celý prostor přední kapoty od kabiny strojvedoucího a vytvořit nové úložné prostory. Velmi významným zlepšením je umožnění snadného přístupu k hlavnímu stavěcí odlehlosti zdrží, který byl původně umístěn pod generátorem.

5.2 Ekonomické hodnocení

Z ekonomického hlediska má zvolená varianta několik výhod. Díky zvolenému rozsahu není potřeba vyrábět složitá zařízení (převodovky, hydrogenerátory, hydromotory, nová trakční výzbroj aj.), což značně sníží náklady na rekonstrukci. Díky zachovalosti dílů je možné jejich naprostou většinu znovu použít, což se rovněž kladně odrazí v celkové ceně rekonstrukce. Dalším, byť mimořádným faktem, je obdržení motoru Perkins 404D-22T, které rozhodlo o variantě rekonstrukce.

Výstupním efektem rekonstrukce budou snížené provozní náklady oproti původní variantě, které zajistí nižší měrná spotřeba dodaného spalovacího motoru, snížení spotřeby ostatních

provozních hmot a v neposlední řadě, i díky dosazení kompresoru ORLIK 3 DSK 75, vyšší spolehlivosti lokomotivy, díky velmi pravděpodobnému snížení provozních poruch spalovacího motoru a kompresoru, které byly dříve velmi časté.

Seznam použité literatury

- [1] Müller, J. *Mobilní prostředky a trakční zařízení: I. díl*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava. 2. vyd. 2007. ISBN 978-80-248-1394-3
- [2] Müller, J., Famfulík, J., Paleček J. *Mobilní prostředky a trakční zařízení: II. díl*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava. 2. vyd. 2007. ISBN 80-248-0054-3
- [3] Šíroký, J. *Mechanika v dopravě I: kolejová vozidla*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava. 1. vyd. 2004. ISBN 80-248-0536-7
- [4] Šíroký, J. *Mechanika v dopravě II: příklady*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava. 1. vyd. 2006. ISBN 80-248-1252-5
- [5] Dostál, J., Heller, P. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. 2007. ISBN 978-80-7043-520-5
- [6] Heller, P., Dostál, J. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. 2009. ISBN 978-80-7043-641-7
- [7] Valigurský, J., Zvolenský, P. *Koľajové vozidlá: Riešené príklady*. Žilina: Žilinská univerzita. 1. vyd. 2004. ISBN 80-8070-352-3
- [8] Leinveber, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky, Druhé doplněné vydání*. Úvaly: Albra. 2 vyd. 2005. ISBN 80-7361-011-6
- [9] Kaláb, K. *Návrh a výpočet řemenového převodu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. 2008. Vysokoškolská příručka.
- [10] Kaláb, K. *Návrh a výpočet klínového řemene a převodového řetězu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. 2006. Vysokoškolská příručka.
- [11] Brada, J., Dokoupil, P., Cupák, V. *Popis motorové lokomotivy pro „Kysucké múzeum Čadca“: Vychylovka*. Brno: České dráhy – Lokomotivní depo Brno. 1993.
- [12] Džurný, J. *Motorová lokomotiva řady 709 ČD: Technický popis*. Česká Třebová: CZ LOKO, a.s. 2007. 138 s. 4-8090-022-00
- [13] *400 Series, 404D-22*. Peterborough: Perkins Engines Company Limited. 2010. Informační materiál.

- [14] *400 Series, 404D-22T*. Peterborough: Perkins Engines Company Limited. 2010. Informační materiál.
- [15] Fiat Powertrain Technologies. *Automotive applications* [online]. URL: <http://www.fptpowertrain.com/eng/applicazioni_automotive_diesel_eu_as.htm#g23> [cit. 2011-04-29]
- [16] *F32 MNS*. Fiat Powertrain Technologies S.p.A. 2006. Informační materiál. P2G06F002E-03.11
- [17] *Škoda auto, a.s. 1,9 l/50 kW SDI, 1,9 l/81 kW TDI*. 25 s. Informační materiál. SP22-23
- [18] Bílek, A., Fundárek, M., Šiman, P. *Dopravný predpis*. Čierny Balog: Čiernohronská železnica, n.o. 2008.
- [19] Bílek, A., Fundárek, M., Šiman, P. *Návestný predpis*. Čierny Balog: Čiernohronská železnica, n.o. 2008.
- [20] Bílek, A., Fundárek, M., Šiman, P. *Všeobecno - technický predpis*. Čierny Balog: Čiernohronská železnica, n.o. 2008.
- [21] *ČD SR 15 (V): Popis brzd železničních vozidel*. Praha: České dráhy, a.s. 2002. Služební rukověť.
- [22] *ČD V 98/61: Předpis pro opravy kompresorů hnacích vozidel*. Praha: Československé státní dráhy. 1993.
- [23] Archiv Joachymstál Petr.
- [24] Archiv Kouřil M.
- [25] Archiv Ing. Hušek Michal

Seznam příloh

Příloha č. 1	Kompletní Korefův zátěžový nomogram lokomotivy TU24.001.
Příloha č. 2	Těžiště
SYK095-D-001	Řemenice převodu SM – G – spalovací motor
SYK095-D-002	Řemenice převodu SM – G – generátor
SYK095-D-003	Napínací kladka převodu SM – G
SYK095-D-004	Celek napínací kladky převodu SM – G
SYK095-D-005	Řemenice převodu SM – 3DSK – spalovací motor
SYK095-D-006	Řemenice převodu SM – 3DSK – kompresor
SYK095-D-007	Napínací kladka převodu SM – 3DSK
SYK095-D-008	Celek napínací kladky převodu SM – 3DSK
SYK095-D-009	Rám
SYK095-D-010	Power pack